

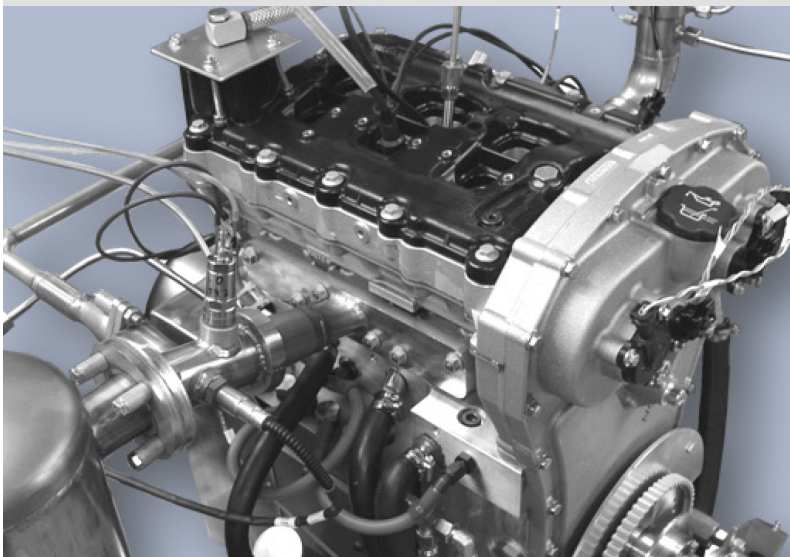


Technische
Universität
Braunschweig



Dipl.-Ing. Henning Heikes

System- und Komponentenanalyse für hohen thermodynamischen Wirkungsgrad beim Ottomotor



Berichte aus dem ivb | Band 2 | Braunschweig 2014

System- und Komponentenanalyse für hohen thermodynamischen Wirkungsgrad beim Ottomotor

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Henning Heikes
aus (Geburtsort): Unna

eingereicht am: 21.02.2014
mündliche Prüfung am: 27.05.2014

Referenten:

Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts
Prof. Dr.-Ing. Peter-Wolfgang Manz
Institut für Verbrennungskraftmaschinen
Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Hammer
Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
Universität Stuttgart / Robert Bosch GmbH

Berichte aus dem ivb

Band 2

Henning Heikes

**System- und Komponentenanalyse
für hohen thermodynamischen
Wirkungsgrad beim Ottomotor**

Shaker Verlag
Aachen 2014

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2014

Copyright Shaker Verlag 2014

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweise oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-3155-3

ISSN 2199-708X

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort

Die vorliegende Dissertationsschrift entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand in der Forschung und Vorausbildung der Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts, dem Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, für die Betreuung, welche diese Arbeit erst möglich gemacht hat, sowie die interessanten Diskussionen. Des Weiteren danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Hammer für das Korreferat und die gewinnbringenden Rückmeldungen während zahlreicher Projekt-Reviews. Ebenfalls Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter-Wolfgang Manz für sein Interesse an meiner Arbeit und die Teilnahme am Promotionsverfahren.

Herrn Dr.-Ing. Thorsten Raatz danke ich für Anregung und Betreuung des Promotionsthemas, das Korrekturlesen sowie die Schaffung der exzellenten Randbedingungen für die hier dargestellten Untersuchungen. In diesem Zusammenhang gilt ein besonderer Dank den Herren Thorsten Heidinger, Andreas Eckert und Jürgen Etzel für Ihre Unterstützung in technischen Belangen, ohne die ein so produktiver und flexibler Betrieb des Motorenprüfstandes nicht möglich gewesen wäre. Außerdem danke ich Herrn Matthias Zink und Dr.-Ing. Martin Brandt für die fruchtbaren Diskussionen (nicht nur im Zusammenhang mit simulativen Fragestellungen) sowie den Kollegen Christian Linder und Dr.-Ing. Michael Staudt für ihre Denkanstöße. Ebenfalls anregende Diskussionen ergaben sich zu jeder Zeit mit meinen Doktorandenkollegen Tobias Trzebiatowski, Christian Wiegand und Jan Dyckmans. Für das Korrekturlesen danken möchte ich weiterhin Herrn Dr.-Ing. Thomas Bossmeyer und Matthias Mansbart, die trotz des späteren Hinzustößens stets ein reges Interesse an meiner Arbeit gezeigt haben. Für die Unterstützung bei den Messungen am Vollmotor danke ich den Herren Marco Pätzold, Sven Haubold und Jean-Philippe Bronner – nicht zu vergessen allen anderen hier nicht namentlich erwähnten Kollegen, die mich mit Rat und Tat unterstützt und für eine angenehme Arbeitsatmosphäre gesorgt haben.

Außerdem bedanke ich mich für den hohen Einsatz der beteiligten Studenten, die – sei es im Rahmen eines Praktikums oder einer Abschlussarbeit – stets eine große Hilfe waren. Besonders seien hier die Beiträge von Herrn Domagoj Zovak und Herrn Frederik Thole herausgestellt.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meinen Eltern Ingrid und Jan-Walter Heikes sowie meinem Bruder Daniel Heikes, ohne deren Unterstützung während meines bisherigen Werdegangs ich die Arbeit nicht in dieser Form hätte leisten können. Insbesondere danke ich meiner Frau Sylvia für das Korrekturlesen sowie für die fortwährende Motivation und ihr Verständnis für diverse Stunden meiner Abwesenheit.

Abstract

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Identifikation und Bewertung verschiedener wirkungsgradsteigernder Maßnahmen am Downsizing-Ottomotor. Ziel ist die Entwicklung einer geschlossenen Methodik zur objektiven Bewertung diverser Verbrauchsmaßnahmen unter Berücksichtigung des tatsächlich auftretenden Lastkollektivs und die Anwendung dieser Methodik für verschiedene Verfahrensweisen zur Optimierung eines hochaufgeladenen homogenen ottomotorischen Brennverfahrens.

Zu diesem Zweck wird eine bestehende kinematische Zyklussimulation um eine innermotorische Verlustteilung erweitert, um detaillierte Rückschlüsse auf die Verlustquellen am Downsizing-Ottomotor zu ziehen. Die dargestellten Untersuchungen werden sowohl am Einzylinder- als auch am turboaufgeladenen 1,2l-Dreizylinder-Vollmotor durchgeführt und durchgängig mittels 0d-Analyse und 1d-Strömungssimulation begleitet. Für die Validierung der Ergebnisse der Zyklussimulation steht zusätzlich ein Demonstratorfahrzeug mit dem Downsizing-Versuchsmotor zur Verfügung. Bei dem Versuchsträger handelt es sich um einen hochaufgeladenen Direkteinspritzer-Ottomotor mit zentraler Injektorlage und Phasenverstellung an Ein- und Auslassnockenwelle. Die Aufladung erfolgt am Vollmotor über einen einstufigen Wastegate-Turbolader, der durch hohe Spülraten effektive Mitteldrücke von 30 bar schon bei niedriger Drehzahl und eine spezifische Leistung von 100 kW/l ermöglicht.

Mithilfe der entwickelten Zyklusverlustteilung werden diverse Maßnahmen unter Berücksichtigung ihrer Auswirkungen auf das Gesamtsystem in Hinsicht auf ihre Wirkungsgradpotenziale bewertet. Zunächst werden mit interner und externer Abgasrückführung, homogenem Magerbetrieb und spätem Einlassschließen verschiedene Möglichkeiten zur Entdrosselung betrachtet, weil eine Analyse der Verluste des Demonstratorfahrzeugs im Neuen Europäischen Fahrzyklus trotz des hohen Downsizing-Grades hier noch Potenziale für eine Verbrauchsreduktion zeigt. Einen weiteren Schwerpunkt stellt die Optimierung des Verdichtungsverhältnisses hochaufgeladener Ottomotoren dar, da hier infolge der erhöhten Klopfneigung Einschränkungen im Vergleich zu Saugmotoren bestehen. Zu diesem Zweck werden verschiedene Verdichtungen und deren Kombination mit klopfreduzierenden Maßnahmen beleuchtet. Neben dem späten Einlassschließen, welches durch eine Reduktion der effektiven Verdichtung die Verdichtungsendtemperatur und damit die Prozesstemperaturen und Klopfneigung herabsetzt, wird eine gekühlte externe Abgasrückführung mit einer Entnahme vor und nach 3-Wege-Katalysator untersucht. Besonderes Augenmerk wird im Zusammenhang mit der Verdichtungsanhebung auf die notwendige Zündspannung gelegt, da diese mit steigender Dichte im Brennraum zunimmt. Anhand der durchgeführten Messungen wird eine empirische Berechnungsformel zur Bestimmung des Zündspannungsbedarfs in Abhängigkeit der Dichte zum Zündzeitpunkt und des Elektrodenabstandes der Zündkerze aufgestellt. Mithilfe der am Einzylinder gewonnenen Daten werden erhöhte Verdichtung und Ventilsteuerzeiten mit spätem Einlassschließen für den Vollmotor ausgelegt und die ermittelten Potenziale an diesem bestätigt.

Als Maßnahme zur Beeinflussung des Realverbrauches bei hohen Fahrgeschwindigkeiten werden zwei Möglichkeiten zur Reduktion des aus Bauteilschutzgründen notwendigen Anfettungsbedarfs untersucht: zum Einen eine gekühlte Abgasrückführung und zum Anderen die Verwendung eines Turboladers mit erhöhter zulässiger Turbineneintrittstemperatur.

Die entwickelte Methodik für den objektiven Vergleich verschiedener Verbrauchsmaßnahmen wird exemplarisch am Downsizing-Ottomotor angewendet und steht im Weiteren für die Bewertung anderer Konzepte und Systeme zur Verfügung.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|--------------|
| Symbolverzeichnis | IV |
| Abbildungsverzeichnis | XII |
| Tabellenverzeichnis | XXIII |
| 1 Einleitung | 1 |
| 2 Grundlagen und Kenntnisstand | 3 |
| 2.1 Downsizing | 3 |
| 2.2 Thermodynamische Verlustteilung | 7 |
| 2.3 Verdichtungsverhältnis | 17 |
| 2.4 Abgasrückführung | 20 |
| 2.5 Magerbetrieb | 22 |
| 2.6 Spätes und frühes Einlassschließen | 24 |
| 3 Verwendete Versuchsträger, Messtechnik und Auswertealgorithmen | 27 |
| 3.1 Hochaufgeladener Extrem-Downsizing-Ottomotor | 28 |
| 3.2 Demonstratorfahrzeug | 31 |
| 3.3 Vorgehen bei den experimentellen Untersuchungen | 31 |
| 3.3.1 Am Einzylindermotor vermessener Kennfeldbereich | 32 |
| 3.3.2 Verwendeter Kraftstoff | 33 |
| 3.3.3 Einstellung des Gegendrucks am Einzylindermotor | 33 |
| 3.3.4 Definition der Klopfgrenze | 36 |
| 3.3.5 Definition der Stabilitätsgrenze der Verbrennung | 36 |
| 3.4 Beschreibung der verwendeten Auswerte- und Simulationsroutinen | 37 |
| 3.4.1 Thermodynamische Analyse | 38 |
| 3.4.2 Motorsimulation | 39 |
| 3.4.3 Zyklussimulation | 40 |
| 4 Identifikation von Wirkungsgradpotenzialen mittels Zyklussimulation | 42 |
| 4.1 Vergleich der verwendeten Fahrzyklen | 42 |
| 4.2 Vergleich von Zyklussimulation und Messergebnissen | 46 |
| 4.3 Vergleich von NEFZ und anderen Fahrzyklen | 48 |
| 4.4 Auswirkung der Optimierung des Leerlaufbetriebs im NEFZ | 51 |
| 4.5 Vergleich des Extrem-Downsizing-Motors mit einem Saugmotor im NEFZ | 52 |
| 4.6 Vergleich von Einzylinder- und Vollmotormessung im NEFZ | 53 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 5 | Maßnahmen zur Entdrosselung im saugmotorischen Betrieb | 56 |
| 5.1 | Abgasrückführung | 56 |
| 5.1.1 | Interne Abgasrückführung | 56 |
| 5.1.2 | Externe Abgasrückführung | 58 |
| 5.1.3 | Vergleich von interner und externer Abgasrückführung | 61 |
| 5.1.4 | Verbrennungsstabilisierung durch Doppeleinspritzung | 63 |
| 5.2 | Homogener Magerbetrieb | 67 |
| 5.2.1 | Einfluss auf die motorischen Kenngrößen | 67 |
| 5.2.2 | Verbrennungsstabilisierung durch Doppeleinspritzung | 71 |
| 5.3 | Vergleich von Abmagerung und Abgasrückführung bei Teillast | 74 |
| 5.4 | Spätes Einlassschließen | 76 |
| 5.4.1 | Einfluss auf den Ladungswechsel bei niedriger Last | 76 |
| 5.4.2 | Einfluss auf die motorischen Kenngrößen bei niedriger Last | 78 |
| 5.5 | Verbrauchspotenziale der entdrosselnden Maßnahmen im NEFZ | 80 |
| 5.5.1 | Potenzial der Ladungsverdünnung durch externe Abgasrückführung . . | 80 |
| 5.5.2 | Potenzial der Ladungsverdünnung durch Abmagerung | 81 |
| 5.5.3 | Potenzial des späten Einlassschließens | 83 |
| 6 | Optimierung des Verdichtungsverhältnisses | 85 |
| 6.1 | Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die motorischen Kenngrößen | 86 |
| 6.1.1 | Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad | 86 |
| 6.1.2 | Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung | 88 |
| 6.1.3 | Einfluss auf das Klopfverhalten | 89 |
| 6.1.4 | Verbrauchspotenziale in NEFZ und WLTC | 90 |
| 6.1.5 | Einfluss der Verdichtung auf den Zündspannungsbedarf | 91 |
| 6.2 | Reduzierung der Klopfneigung durch spätes Einlassschließen | 94 |
| 6.2.1 | Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad | 94 |
| 6.2.2 | Untersuchung des Spülverhaltens mittels schneller Flammen-Ionisations- Detektion | 97 |
| 6.2.3 | Analyse der thermodynamischen Verluste | 104 |
| 6.2.4 | Einfluss der Einlassventilsteuerzeit auf Klopfverhalten und Wirkungsgrad | 105 |
| 6.2.5 | Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung | 108 |
| 6.2.6 | Einfluss auf das Klopfverhalten | 109 |
| 6.3 | Reduzierung der Klopfneigung durch Abgasrückführung | 110 |
| 6.3.1 | Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad | 111 |
| 6.3.2 | Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung | 113 |
| 6.3.3 | Einfluss auf das Klopfverhalten | 115 |
| 6.3.4 | Einfluss von erhöhtem internen Restgasgehalt und Temperatur | 116 |
| 6.3.5 | Vergleich von Abgasrückführung und spätem Einlassschließen | 118 |
| 6.4 | Homogener Magerbetrieb bei hoher Last | 123 |
| 6.4.1 | Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad | 123 |
| 6.4.2 | Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung | 123 |
| 6.4.3 | Einfluss auf das Klopfverhalten | 124 |
| 6.4.4 | Vergleich von Abmagerung und Abgasrückführung bei hoher Last . . . | 125 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 6.5 | Umsetzung am Vollmotor | 127 |
| 6.5.1 | Auslegung des Brennverfahrens in Kombination mit minimaler Hybridisierung | 127 |
| 6.5.2 | Verhalten der motorischen Kenngrößen am Vollmotor | 128 |
| 6.5.3 | Reduzierung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe durch Doppeleinspritzung | 131 |
| 6.5.4 | Verbrauchspotenziale in NEFZ und WLTC am Vollmotor | 136 |
| 6.5.5 | Einfluss auf die Vorentflammungsneigung | 138 |
| 7 | Reduzierung des Anfettungsbedarfs bei hohen Lasten | 139 |
| 7.1 | Einsatz von gekühlter externer Abgasrückführung | 140 |
| 7.2 | Erhöhung der zulässigen Turbineneintrittstemperatur | 145 |
| 7.3 | Vergleich beider Maßnahmen und Fazit | 148 |
| 8 | Zusammenfassung und Ausblick | 149 |
| | Literaturverzeichnis | 154 |
| | Anhang | 165 |
| A | Grundlagen und Kenntnisstand | 165 |
| B | Zyklussimulation | 166 |
| C | Maßnahmen zur Entdrosselung im saugmotorischen Betrieb | 169 |
| D | Optimierung des Verdichtungsverhältnisses | 173 |

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

| | |
|-------|--|
| ACEA | Association des Constructeurs Européens d'Automobiles |
| AGR | Abgasrückführung |
| AK | Auslasskanal |
| ASB | Ansteuerbeginn Einspritzung |
| AV | Auslassventil |
| BRS | Boost Recuperation System – Riemen-Starter- Generator |
| CADC | Common Artemis Driving Cycle |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| DHC | Development of Harmonized Driving Cycle |
| E1/2 | Abgasentnahmestelle 1 bzw. 2 |
| eAGR | externe Abgasrückführung |
| EK | Einlasskanal |
| ES | Einlassschließen |
| ES1/2 | Einspritzung 1 bzw. 2 |
| EV | Einlassventil |
| EZV | elektrischer Zusatzverdichter |
| EÖ | Einlassöffnen |
| FFID | schnelle Flammen-Ionisations-Detektion |
| FID | Flammen-Ionisations-Detektion |
| FKFS | Fahrzyklus des Forschungsinstituts für Kraft- fahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart |
| FSN | Filter Smoke Number |
| FTP75 | Federal Test Procedure 75 |
| GOT | oberer Totpunkt im Gaswechseltakt |
| GR | Gleichraumprozess |
| GRPE | Groupe de travail de la pollution et de l'énergie |
| GUT | unterer Totpunkt nach Gaswechseltakt |
| iAGR | interne Abgasrückführung |
| KAT | 3-Wege-Katalysator |
| LW | Ladungswechsel |
| LWA | Ladungswechselanalyse |
| MEXA | Standard-Abgasanalyseanlage |
| NEFZ | Neuer Europäischer Fahrzyklus |
| OT | oberer Totpunkt im Arbeitstakt |

| | |
|-------------|--|
| PLU 131 STS | Shot-to-Shot Kraftstoffmesseinrichtung nach dem Verdrängerzählerprinzip |
| PLU 401/121 | Kraftstoffmesseinrichtung nach dem Verdrängerzählerprinzip |
| %p | Prozentpunkte |
| SCR | Selective Catalytic Reduction – selektive katalytische Reduktion |
| SES | Spätes Einlassschließen |
| SIM | Simulation |
| SS | Start/Stopp |
| US06 | Supplemental Federal Test Procedure |
| UT | unterer Totpunkt |
| VAR1...3 | Variante der 2. Abgasentnahmestelle 1 bis 3 |
| Vari | Variation |
| WLTC | Worldwide Light Duty Harmonized Test Procedure – Development of Harmonized Driving Cycle |
| WLTP | Worldwide Light Duty Harmonized Test Procedure |
| ZZP | Zündzeitpunkt |

Formelzeichen

| | | |
|-------------------|---|-----------------------------------|
| A | experimentell ermittelte Gaskonstante A | $[(\text{mm bar})^{-1}]$ |
| AA | Aussetzeranteil | $[\%]$ |
| AGR | Abgasrückführtrate | $[\%]$ |
| $Arbeitsv. Wand.$ | Arbeitsverlust durch Wandwärme | $[\%p]$ |
| B | experimentell ermittelte Gaskonstante B | $[\text{kV}(\text{mm bar})^{-1}]$ |
| BD_{5-95} | Brenndauer von 5% bis 95% Massenumsatz | $[\text{°KW}]$ |
| b_e | effektiver spezifischer Verbrauch | $[\text{g/kWh}]$ |
| b_i | indizierter spezifischer Verbrauch | $[\text{g/kWh}]$ |
| B_{Kra} | spezifischer volumetrischer Verbrauch | $[\text{l}/100\text{km}]$ |
| CO_2 | spezifische Kohlendioxid-Emissionen | $[\text{g/km}]$ |
| CoV | relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes | $[\%]$ |
| c_p | spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Druck) | $[\text{J/kgK}]$ |
| c_{pA} | spezifische Wärmekapazität des Abgases (bei konstantem Druck) | $[\text{J/kgK}]$ |
| c_{pV} | spezifische Wärmekapazität des verdichteten Gases (bei konstantem Druck) | $[\text{J/kgK}]$ |
| C_{U1} | erste experimentell ermittelte Konstante zur Berechnung der Sekundärspannung | $[\text{kV}]$ |
| C_{U2} | zweite experimentell ermittelte Konstante zur Berechnung der Sekundärspannung | $[\text{kV/mm}]$ |

| | | |
|---|--|----------------------------|
| C_{U3} | dritte experimentell ermittelte Konstante zur Berechnung der Sekundärspannung | [kVm ³ /kg] |
| C_{U4} | vierte experimentell ermittelte Konstante zur Berechnung der Sekundärspannung | [kVm ³ /(kgmm)] |
| c_v | spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Volumen) | [J/kgK] |
| d | Schlagweite | [mm] |
| δB_{Kra} | relative Änderung des spezifischen volumetrischen Verbrauchs | [%] |
| δCO_2 | relative Änderung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen | [%] |
| δE_{Kra} | relative Änderung der spezifischen Kraftstoffenergie im Fahrzyklus | [%] |
| $\Delta \eta$ | absolute Änderung des Wirkungsgrades | [%p] |
| $\delta \eta$ | relative Änderung des Wirkungsgrades | [%] |
| $\delta \eta_e$ | relative Änderung des effektiven Wirkungsgrades bezogen auf die Referenzvariation | [%] |
| $\delta \eta_i$ | relative Änderung des indizierten Wirkungsgrades bezogen auf die Referenzvariation | [%] |
| $\delta \eta_i \text{ Start}$ | relative Änderung des indizierten Wirkungsgrades bezogen auf den Startwert der Variation | [%] |
| $\Delta \varphi_{ASE2-ZZP}$ | Abstand von Ansteuerende der 2. Einspritzung zu Zündzeitpunkt | [°KW] |
| $\Delta \varphi_{ZZP-5}$ | Zündverzug von Zündzeitpunkt bis zu 5% Massenumsatz | [°KW] |
| $\delta \Pi_T$ | relatives Turbinendruckverhältnis bezogen auf den Startwert der Variation | [%] |
| δP_V | relative Verdichterleistung bezogen auf den Startwert der Variation | [%] |
| $\Delta U_{\text{sek min}}$ | Änderung der minimalen Sekundärspannung | [kV] |
| δW_e | relative Änderung der spezifischen effektive Arbeit im Fahrzyklus | [%] |
| ϵ | Verdichtungsverhältnis | [-] |
| EA | Elektrodenabstand | [mm] |
| ϵ_{geo} | geometrisches Verdichtungsverhältnis | [-] |
| E_{Kra} | spezifische Kraftstoffenergie im Fahrzyklus | [kWh/100km] |
| ϵ_{th} | thermodynamisches Verdichtungsverhältnis | [-] |
| $\epsilon_{V_{\text{eff}}, \overline{p_S}}$ | wirksames effektives Verdichtungsverhältnis aus mittlerem Saugrohrdruck | [-] |
| $\epsilon_{V_{\text{eff}}, p_{S/ES}}$ | wirksames effektives Verdichtungsverhältnis aus Saugrohrdruck bei Einlassschließen | [-] |
| $\epsilon_{V_{ES}}$ | wirksames Verdichtungsverhältnis aus Volumen bei Einlassschließen | [-] |

| | | |
|--|---|-----------|
| $f_{\text{HCCO Res}}$ | Faktor zur Berechnung des Anteils an rückgeführter Energie der Emissionen | [-] |
| FHR_{50} | Schwerpunktlage des Heizverlaufs | [°KW nOT] |
| f_{Mix} | Mischungsfaktor | [-] |
| γ | Rückwirkungskoeffizient | [-] |
| $GR \text{ m. } \epsilon_{\text{th}}$ | Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit thermodynamischem Verdichtungsverhältnis | [%p] |
| $GR \text{ m. } HCCO$ | Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit Emissionsverlusten | [%p] |
| $GR \text{ m. } MFB_{50}$ | Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit realer Verbrennungsschwerpunktlage | [%p] |
| $GR \text{ m. re. Ladg.}$ | Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit realer Ladungszusammensetzung | [%p] |
| η | Wirkungsgrad | [%] |
| η_{Br} | Energiebilanz der Brennverlaufsanalyse bei Brennende | [%] |
| $HC_{\text{FFID AK}}$ | Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe gemessen mit schneller Flammen-Ionisations-Detektion im Auslasskrümmer | [ppm] |
| $HC_{\text{FFID EK}}$ | Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe gemessen mit schneller Flammen-Ionisations-Detektion im Einlasskrümmer | [ppm] |
| η_e | effektiver Wirkungsgrad | [%] |
| η_{GR} | idealer Gleichraumprozesswirkungsgrad | [%] |
| $\eta_{\text{GR m. } \epsilon_{\text{geo}}}$ | Gleichraumprozesswirkungsgrad mit geometrischem Verdichtungsverhältnis | [%] |
| $\eta_{\text{GR m. } \epsilon_{\text{th}}}$ | Gleichraumprozesswirkungsgrad mit thermodynamischem Verdichtungsverhältnis | [%] |
| $\eta_{\text{GR m. } HCCO}$ | Gleichraumprozesswirkungsgrad mit realen Emissionen | [%] |
| $\eta_{\text{GR m. } MFB_{50}}$ | Gleichraumprozesswirkungsgrad mit realer Verbrennungsschwerpunktlage | [%] |
| $\eta_{\text{GR m. re. Ladg.}}$ | Gleichraumprozesswirkungsgrad mit realer Ladungszusammensetzung | [%] |
| η_i | indizierter Wirkungsgrad | [%] |
| $\eta_{\text{KP m. id. LW}}$ | Kreisprozesswirkungsgrad mit idealem Ladungswechsel | [%] |
| $\eta_{\text{KP m. re. Brennnd.}}$ | Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Brenndauer | [%] |
| $\eta_{\text{KP m. re. Expan.}}$ | Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Expansion | [%] |
| $\eta_{\text{KP m. re. Kalorik}}$ | Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Kalorik | [%] |
| $\eta_{\text{KP m. re. Kompr.}}$ | Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Kompression | [%] |

| | | |
|----------------------------------|--|-----------|
| $\eta_{\text{KP m. re. LW}}$ | Kreisprozesswirkungsgrad mit realem Ladungswechsel | [%] |
| $\eta_{\text{KP m. re. Wandw.}}$ | Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Wandwärme | [%] |
| η_{m} | mechanischer Wirkungsgrad des Abgasturboladers | [%] |
| η_{siT} | innerer isentroper Wirkungsgrad der Turbine | [%] |
| η_{siV} | innerer isentroper Wirkungsgrad des Verdichters | [%] |
| H_{u} | unterer Heizwert | [MJ/kg] |
| h_{V} | Ventilhub | [mm] |
| I_{ES} | Injektoransteuerstrom | [A] |
| iNO_{x} | indizierte spezifische Stickoxid-Emissionen | [g/kWh] |
| iX_{Res} | interner Restgasgehalt | [%] |
| φ | Kurbelstellung | [°KW] |
| φ_{ASB} | Kurbelstellung zum Ansteuerbeginn der Einspritzung | [°KW] |
| $\varphi_{\text{EÖ}}$ | Kurbelwinkel Einlassöffnen bezogen auf 0,5mm Ventilhub | [°KW] |
| φ_{ES} | Kurbelwinkel Einlassschließen bezogen auf 0,5mm Ventilhub | [°KW] |
| φ_{Verb} | Kurbelstellung zum Zeitpunkt der Verbrennung | [°KW] |
| φ_{ZZP} | Kurbelstellung zum Zündzeitpunkt | [°KW nOT] |
| κ | Isentropenexponent | [-] |
| κ_{A} | Isentropenexponent des Abgases | [-] |
| κ_{Exp} | Isentropenexponent während der Expansion | [-] |
| κ_{Kom} | Isentropenexponent während der Kompression | [-] |
| KP | mittlerer Klopfindex aller Arbeitsspiele | [bar] |
| KP_{Max} | maximaler Klopfindex aller Arbeitsspiele | [bar] |
| KP_{Zyklus} | zyklusindividueller Klopfindex der Arbeitsspiele | [bar] |
| κ_{u} | Isentropenexponent der unverbrannten Zylinderladung | [-] |
| κ_{V} | Isentropenexponent des verdichteten Gases | [-] |
| κ_{v} | Isentropenexponent der verbrannten Zylinderladung | [-] |
| κ_{Verb} | Isentropenexponent der Zylinderladung während der Verbrennung | [-] |
| λ | Luft-Kraftstoff-Verhältnis | [-] |
| λ_{global} | globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis | [-] |
| λ_{Ref} | globales Referenz-Luft-Kraftstoff-Verhältnis (stöchiometrisch) | [-] |
| $\lambda_{\text{rück}}$ | Luft-Kraftstoff-Verhältnis der in das Saugrohr zurückströmenden Zylinderladung | [-] |

| | | |
|-------------------------------------|---|----------------------|
| L_{st} | stöchiometrischer Luftbedarf | [-] |
| λ_{Zyl} | Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Brennraum | [-] |
| \dot{m} | Massenstrom | [g/s] |
| m | Masse | [kg] |
| \dot{m}_{AV} | Massenstrom durch Auslassventil | [g/s] |
| \dot{m}_{EV} | Massenstrom durch Einlassventil | [g/s] |
| MFB_5 | 5% Massenumsatz | [°KW nOT] |
| MFB_{50} | Verbrennungsschwerpunktlage | [°KW nOT] |
| MFB_{95} | 95% Massenumsatz | [°KW nOT] |
| \dot{m}_{kor} | korrigierter Massenstrom | [kg/s] |
| m_{Kra} | Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel | [mg/ASP] |
| $m_{\text{Kra AV}}$ | durchgespülte Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel durch Auslassventil | [mg/ASP] |
| $m_{\text{Kra, Übers.}}$ | überschüssige Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel | [mg/ASP] |
| m_{L} | Luftmasse pro Arbeitsspiel | [mg/ASP] |
| $m_{\text{L AV}}$ | durchgespülte Luftmasse pro Arbeitsspiel durch Auslassventil | [mg/ASP] |
| $m_{\text{L EV}_{\text{rück}}}$ | durch das Einlassventil zurückströmende Luftmasse pro Arbeitsspiel | [mg/ASP] |
| $m_{\text{L EV}_{\text{rück Mix}}}$ | durch das Einlassventil zurückströmende Luftmasse pro Arbeitsspiel nach der Durchmischung | [mg/ASP] |
| $m_{\text{L, Übers.}}$ | überschüssige Luftmasse pro Arbeitsspiel | [mg/ASP] |
| $m_{\text{MFB}_{50}}$ | Anstieg der Schwerpunktlage an der Klopfgrenze über der indizierten Last | [°KW/bar] |
| m_{Res} | Gesamt-Restgasmasse pro Arbeitsspiel | [mg/ASP] |
| \dot{m}_{V} | Verdichtermassenstrom | [kg/s] |
| m_{Zyl} | Gesamtmasse im Zylinder | [mg/ASP] |
| n | Motordrehzahl | [min ⁻¹] |
| n_{ATL} | Turboladerdrehzahl | [min ⁻¹] |
| p | Druck | [bar] |
| p_{Abg} | Abgasgegendruck | [mbar] |
| p_{AK} | Druck im Auslasskanal | [bar] |
| P_{e} | effektive Leistung | [kW] |
| p_{EK} | Druck im Einlasskanal | [bar] |
| p_{Komp} | in der Kompressionsphase linear approximierter Zylinderdruck | [bar] |
| p_{me} | effektiver Mitteldruck | [bar] |
| p_{mi} | indizierter Mitteldruck (720°KW) | [bar] |
| $p_{\text{mi HD}}$ | indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife (360°KW) | [bar] |
| $p_{\text{mi Komp}}$ | indizierter Mitteldruck inklusive Kompressionsverlusten | [bar] |

| | | |
|----------------------|--|----------------------|
| $p_{\text{mi ND}}$ | indizierter Mitteldruck der Niederdruckschleife (360°KW) | [bar] |
| p_{mr} | Reibmitteldruck | [bar] |
| p_{Rail} | Kraftstoffdruck im Common Rail System | [bar] |
| p_{S} | Saugrohrdruck | [mbar] |
| $p_{\text{S/ES}}$ | Saugrohrdruck zum Zeitpunkt des Einlass- schließens | [mbar] |
| Π_{T} | Turbinendruckverhältnis | [-] |
| Π_{tot} | totales Druckverhältnis | [-] |
| P_{V} | Verdichterleistung | [W] |
| p_{Zyl} | Zylinderdruck | [bar] |
| Q_{ab} | abgeführte Energie | [J] |
| Q_{b} | Brennverlauf | [J/°KW] |
| Q_{Br} | Energiefreisetzung bei Brennende | [J] |
| Q_{HC} | Energie der unverbrannten Kohlenwasserstoffe | [J] |
| Q_{HCCO} | Energie der unverbrannten Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid-Emissionen | [J] |
| Q_{Kra} | Kraftstoffenergie | [J] |
| Q_{zu} | zugeführte Energie | [J] |
| <i>Reale Brennd.</i> | Verlust durch reale Brenndauer | [%p] |
| <i>Reale Kalorik</i> | Verlust durch reale Kalorik | [%p] |
| R_{s} | spezifische Gaskonstante | [J/kgK] |
| ρ_{ZZP} | Dichte zum Zündzeitpunkt | [kg/m ³] |
| σ | Standardabweichung | [-] |
| SZ | Schwärzungszahl | [FSN] |
| T | Temperatur | [°C] |
| t | Zeit | [s] |
| $T_{2\text{s}}$ | Verdichtungsendtemperatur bei isentroper Ver- dichtung | [K] |
| T_{AGR} | Temperatur des Abgases vor der Einleitung in das Saugrohr | [°C] |
| t_{i} | Injektoransteuerdauer | [µs] |
| t_{i2} | Injektoransteuerdauer der Zweiteinspritzung | [µs] |
| T_{Kr} | gemessene Temperatur im Abgaskrümmen | [°C] |
| T_{Raum} | Raumtemperatur | [°C] |
| T_{S} | gemessene Temperatur im Saugrohr | [°C] |
| T_{v} | Temperatur der verbrannten Zylinderladung | [K] |
| U_{d} | Durchschlagsspannung | [kV] |
| U_{sek} | Sekundärspannung | [kV] |
| V' | Zylindervolumen zur Berechnung der effektiven Verdichtung | [cm ³] |
| V | Volumen | [cm ³] |
| v | Geschwindigkeit | [km/h] |
| V_{c} | Kompressionsvolumen | [cm ³] |

| | | |
|----------------------------------|--|--------------------|
| $V_{\text{eff}, \overline{p_S}}$ | Volumen berechnet aus mittlerem Saugrohrdruck | [cm ³] |
| $V_{\text{eff}, p_{S/ES}}$ | Volumen berechnet aus Saugrohrdruck bei Einlassschließen | [cm ³] |
| V_{ES} | Volumen bei Einlassschließen | [cm ³] |
| V_{H} | Gesamtmotor-Hubvolumen | [cm ³] |
| V_{h} | Einzelzylinder-Hubvolumen | [cm ³] |
| W | Arbeit | [J] |
| W_{e} | spezifische effektive Arbeit im Fahrzyklus | [kWh/100km] |
| WG | Wastegate-Stellung | [%] |
| w_{sV} | spezifische isentrope Verdichterarbeit | [J] |
| x_{b} | normierter Summenbrennverlauf | [%] |
| X_{Fang} | Fanggrad | [%] |
| X_{Res} | Gesamt-Restgasgehalt | [%] |
| X_{Verd} | massebezogene Verdünnungsrate | [%] |

Chemische Symbole

| | | |
|-----------------|---|-------|
| CO | Kohlenstoffmonoxid | [%] |
| CO ₂ | Kohlenstoffdioxid | [%] |
| HC | unverbrannte Kohlenwasserstoffe | [ppm] |
| NO | Stickstoffmonoxid | [ppm] |
| NO ₂ | Stickstoffdioxid | [ppm] |
| NO _x | Summe der Stickoxide NO und NO ₂ | [ppm] |

Indizes

| | |
|----|-------------------------|
| EM | Einzyklindermessung |
| k | allgemeine Zählvariable |
| n | nach |
| S | Simulation |
| v | vor |
| VM | Vollmotormessung |

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|-----------|--|----|
| Abb. 1.1 | Zeitliche Entwicklung der spezifischen Leistung von Großserien-Pkw-Motoren nach [Golloch, 2005] erweitert um Daten bis 2012 | 1 |
| Abb. 2.1 | Betriebspunktverschiebung durch Hubraumreduktion und Aufladung | 4 |
| Abb. 2.2 | Maximaler Mitteldruck, Nenndrehzahl und Verdichtungsverhältnis aktueller Pkw-Ottomotoren (linke Seite nach [Golloch, 2005] erweitert um Daten für Motoren der rechten Seite) | 5 |
| Abb. 2.3 | Erhöhung des erreichbaren Ladedrucks durch Brennraumspülung . . | 7 |
| Abb. 2.4 | Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit geometrischer Verdichtung | 9 |
| Abb. 2.5 | Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit thermodynamischer Verdichtung | 10 |
| Abb. 2.6 | Verlust durch reale Ladungszusammensetzung | 11 |
| Abb. 2.7 | Verlust durch reale Verbrennungsschwerpunktlage | 11 |
| Abb. 2.8 | Verlust durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung . . . | 12 |
| Abb. 2.9 | Verlust durch realen Brennverlauf bzw. reale Brenndauer | 12 |
| Abb. 2.10 | Verlust durch reale kalorische Eigenschaften des Arbeitsgases | 13 |
| Abb. 2.11 | Verlust durch Wandwärme | 14 |
| Abb. 2.12 | Verlust durch unvollständige Expansion | 14 |
| Abb. 2.13 | Verlust durch unvollständige Kompression | 15 |
| Abb. 2.14 | Verlust durch idealen Ladungswechsel | 15 |
| Abb. 2.15 | Verlust durch realen Ladungswechsel | 16 |
| Abb. 2.16 | Ergebnis der beschriebenen Verlustteilung am Beispiel eines Teillastbetriebspunktes am DI-Ottomotor | 17 |
| Abb. 2.17 | Idealer Gleichraumwirkungsgrad in Abhängigkeit von Verdichtung, Temperatur und Stoffdaten nach [Heywood, 1988] | 19 |
| Abb. 2.18 | Ermittlung des wirksamen Startvolumens zur Berechnung der Verdichtung nach [Koehler u. a., 2011] | 20 |
| Abb. 2.19 | Übersicht verschiedener Möglichkeiten der Abgasrückführung | 20 |
| Abb. 2.20 | Einsatzmöglichkeiten von Abgasrückführung im Motorkennfeld . . . | 21 |
| Abb. 2.21 | Massebezogene Verdünnungsrate als Funktion von Luft-Kraftstoff-Verhältnis und AGR-Rate | 23 |
| Abb. 2.22 | Einfluss des späten Einlassschließens auf Druck- und Temperaturverlauf im idealen Gleichraumprozess | 25 |
| Abb. 3.1 | Zusammenspiel der zur Verfügung stehenden Versuchsträger und Auswertewerkzeuge | 28 |

| | | |
|-----------|---|----|
| Abb. 3.2 | Ausgewählter Kennfeldbereich für die Untersuchungen am Einzylinder-motor | 32 |
| Abb. 3.3 | Vergleich der Gasdynamik im Abgastrakt für Voll- und Einzylindermotor zur Definition des Gegendruck-Sollwertes | 34 |
| Abb. 3.4 | Vergleich von Saugrohr und Abgasgegendruck für Voll- und Einzylindermotor für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 34 |
| Abb. 3.5 | Vergleich von Schwerpunktlage und Klopindex sowie indiziertem Mitteldruck in der Ladungswechselschleife für Voll- und Einzylindermotor bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 35 |
| Abb. 3.6 | Auswertung der Messergebnisse | 37 |
| Abb. 3.7 | Systemschaubild der Zyklussimulation am Beispiel eines konventionellen Antriebsstranges nach [Trzebiatowski u. a., 2010] | 41 |
| Abb. 4.1 | Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für den NEFZ | 44 |
| Abb. 4.2 | Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für den WLTC | 45 |
| Abb. 4.3 | Genutzter Kennfeldbereich für alle betrachteten Fahrzyklen | 46 |
| Abb. 4.4 | Vergleich von Messung am Rollenprüfstand und Zyklussimulation im NEFZ | 47 |
| Abb. 4.5 | Vergleich der Messungen von realen Fahrten und individualisierter Zyklussimulation in der FKFS-Runde | 48 |
| Abb. 4.6 | Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE _{VM}) im NEFZ und WLTC | 49 |
| Abb. 4.7 | Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE _{VM}) im NEFZ und FKFS-Zyklus | 50 |
| Abb. 4.8 | Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE _{VM}) mit optimierter Leerlaufapplikation und Leerlauf nach [Heikes und Trzebiatowski, 2012] im NEFZ | 51 |
| Abb. 4.9 | Innermotorische Verlustteilung für MAHLE _{VM} 1,2l und GM L850 2,2l nach [Kuberczyk u. a., 2007] im NEFZ | 53 |
| Abb. 4.10 | Innermotorische Verlustteilung für gemessenes Vollmotor- (MAHLE _{VM}) und Einzylinderkennfeld (MAHLE _{EM}) im NEFZ | 54 |
| Abb. 5.1 | Verlauf der Einlass- und Auslassventilmassenströme für zwei verschiedene Ventilsteuerzeiten bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ | 57 |
| Abb. 5.2 | Einfluss der internen Abgasrückführung auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar | 57 |
| Abb. 5.3 | Einfluss der internen Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar | 58 |
| Abb. 5.4 | Einfluss der externen Abgasrückführung auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 59 |
| Abb. 5.5 | Einfluss der externen Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 60 |

| | | |
|-----------|--|----|
| Abb. 5.6 | Einfluss der externen Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen | 61 |
| Abb. 5.7 | Vergleich von Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei interner und externer AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 61 |
| Abb. 5.8 | Einfluss von interner und externer Abgasrückführung auf die Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 62 |
| Abb. 5.9 | Ablauf der Einspritzstrategie mit Doppeleinspritzung zur Verbrennungsstabilisierung | 63 |
| Abb. 5.10 | Ermittlung der minimalen Injektoransteuerdauer mittels HC-Methode | 64 |
| Abb. 5.11 | Ermittlung des optimalen Abstandes von 2. Einspritzung und Zündzeitpunkt bei Abgasrückführung | 64 |
| Abb. 5.12 | Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei Abgasrückführung | 65 |
| Abb. 5.13 | Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 66 |
| Abb. 5.14 | Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 66 |
| Abb. 5.15 | Nutzbares Zündfenster mit und ohne Einsatz einer Doppeleinspritzung bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 67 |
| Abb. 5.16 | Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Wirkungsgrad, spezifische NO_x -Emissionen und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 68 |
| Abb. 5.17 | Einfluss der Last auf die durch Abmagerung erzielbare relative Wirkungsgradverbesserung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 69 |
| Abb. 5.18 | Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar . . . | 69 |
| Abb. 5.19 | Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Restgasgehalt und Abgastemperatur bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 70 |
| Abb. 5.20 | Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf die thermodynamischen Verluste bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 70 |
| Abb. 5.21 | Ermittlung des optimalen Abstands von 2. Einspritzung und Zündzeitpunkt im Magerbetrieb | 71 |
| Abb. 5.22 | Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 72 |
| Abb. 5.23 | Vergleich von HC-, CO- und NO_x -Emissionen mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 73 |
| Abb. 5.24 | Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 73 |

| | | |
|-----------|---|----|
| Abb. 5.25 | Nutzbares Zündfenster mit und ohne Einsatz einer Doppeleinspritzung bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 74 |
| Abb. 5.26 | Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 75 |
| Abb. 5.27 | Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer Abgasrückführung auf Wirkungsgrad, spezifische Stickoxid-Emissionen und Krümmertemperatur über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 75 |
| Abb. 5.28 | Verlauf der Einlass- und Auslassventilmassenströme für zwei verschiedene Ventilöffnungszeiten bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 77 |
| Abb. 5.29 | Einfluss des späten Einlassschließens auf die Ladungswechselschleife im saugmotorischen Betrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$ | 77 |
| Abb. 5.30 | Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 78 |
| Abb. 5.31 | Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf internen Restgasgehalt und indizierten Mitteldruck in der Niederdruckschleife bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 79 |
| Abb. 5.32 | Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 79 |
| Abb. 5.33 | Darstellbare Abgasrückführaten im NEFZ-relevanten Kennfeldbereich | 80 |
| Abb. 5.34 | Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,6 mit und ohne externe AGR im NEFZ | 81 |
| Abb. 5.35 | Darstellbares Luft-Kraftstoff-Verhältnis im NEFZ-relevanten Kennfeldbereich | 82 |
| Abb. 5.36 | Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,6 mit stöchiometrischem und mageren Betrieb im NEFZ | 83 |
| Abb. 5.37 | Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 11,0 mit und ohne 40°KW spätem Einlassschließen im NEFZ | 84 |
| Abb. 6.1 | Thermodynamisches Verdichtungsverhältnis sowie idealer Gleichraumwirkungsgrad für die untersuchten Verdichtungsverhältnisse | 85 |
| Abb. 6.2 | Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 86 |
| Abb. 6.3 | Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Verlustteilung für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 87 |
| Abb. 6.4 | Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 89 |
| Abb. 6.5 | Klopfindex der Einzelzyklen über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs für verschiedene Verdichtungen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 18 \text{ bar}$, 24 bar sowie 30 bar | 89 |

| | | |
|-----------|---|-----|
| Abb. 6.6 | Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 11,0 im NEFZ | 90 |
| Abb. 6.7 | Benötigte Kraftstoffenergie der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) im NEFZ und WLTC | 91 |
| Abb. 6.8 | Einfluss der Dichte zum Zündzeitpunkt und des Elektrodenabstands auf den Zündspannungsbedarf für verschiedene Verdichtungsverhältnisse | 92 |
| Abb. 6.9 | Einfluss des Elektrodenabstands auf die Restgasverträglichkeit | 93 |
| Abb. 6.10 | Einfluss des späten Einlassschließens auf Schwerpunkt und Wirkungsgrad für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 94 |
| Abb. 6.11 | Einfluss des späten Einlassschließens auf die Energiebilanz für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 95 |
| Abb. 6.12 | Einfluss der Abgasentnahmestelle auf die gemessenen Emissionen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei spätem Einlassschließen | 96 |
| Abb. 6.13 | Zeitliche Korrektur der gemessenen Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgastrakt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 98 |
| Abb. 6.14 | Verlauf der HC-Emissionen im Auslasskrümmer im Ladungswechsel mit und ohne SES bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ sowie $p_{\text{mi}} = 30 \text{ bar}$ | 99 |
| Abb. 6.15 | Vergleich der durchgespülten Kraftstoffmasse aus Messung mit FFID und Berechnung aus Ladungswechselanalyse sowie 1d-Strömungssimulation bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 100 |
| Abb. 6.16 | Verlauf der HC-Emissionen in Einlass- und Auslasskrümmer im Ladungswechseltakt ohne SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ | 101 |
| Abb. 6.17 | Verlauf der HC-Emissionen in Einlass- und Auslasskrümmer im Ladungswechseltakt mit SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ | 102 |
| Abb. 6.18 | Verlauf der HC-Emissionen im Auslasskrümmer im Ladungswechseltakt an zwei verschiedenen Messstellen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ sowie $p_{\text{mi}} = 30 \text{ bar}$ | 103 |
| Abb. 6.19 | Fanggrad und durchgespülte Kraftstoffmasse mit und ohne SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 103 |
| Abb. 6.20 | Einfluss des späten Einlassschließens auf die Energiebilanz sowie die gespülte Kraftstoffmasse für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 104 |
| Abb. 6.21 | Einfluss des späten Einlassschließens auf die Verlustteilung für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 105 |
| Abb. 6.22 | Einfluss des späten Einlassschließens auf Wirkungsgrad und Schwerpunkt für eine Variation der Einlassventilsteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 106 |
| Abb. 6.23 | Einfluss des späten Einlassschließens auf Fanggrad, Saugrohrdruck und Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Brennraum für eine Variation der Einlassventilsteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 107 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| Abb. 6.24 | Vergleich verschiedener Verdichtungsverhältnisse für eine Variation der Einlassventilsteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 107 |
| Abb. 6.25 | Vergleich der frühen und späten Einlasssteuerzeit ohne SES im Druck-Volumen-Diagramm bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 108 |
| Abb. 6.26 | Einfluss des späten Einlassschließens auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 109 |
| Abb. 6.27 | Einfluss des späten Einlassschließens auf den zyklusindividuellen Klopfindex bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar | 110 |
| Abb. 6.28 | Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator | 111 |
| Abb. 6.29 | Einfluss der externen AGR auf die Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator | 113 |
| Abb. 6.30 | Einfluss der externen AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator | 114 |
| Abb. 6.31 | Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der Schwerpunktlage bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 114 |
| Abb. 6.32 | Zyklusindividueller Klopfindex über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ sowie 21 bar | 115 |
| Abb. 6.33 | Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ mit einer Entnahme vor Katalysator bei unterschiedlichem internen Restgasgehalt | 116 |
| Abb. 6.34 | Einfluss der externen AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ mit einer Entnahme vor Katalysator bei unterschiedlichem internen Restgasgehalt | 117 |
| Abb. 6.35 | Einfluss der Ansauglufttemperatur auf die Verbrennungsschwerpunktlage bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ mit und ohne Abgasrückführung | 117 |
| Abb. 6.36 | Einfluss des globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf den Wirkungsgrad bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und 21 bar | 120 |
| Abb. 6.37 | Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses bei externer AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und relatives Turbinendruckverhältnis bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor Katalysator | 120 |
| Abb. 6.38 | Vergleich des Einflusses von externer Abgasrückführung und spätem Einlassschließen auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad über dem relativen notwendigen Turbinendruckverhältnis bzw. der relativen notwendigen Verdichterleistung mit Spülung | 121 |
| Abb. 6.39 | Vergleich des Einflusses von externer Abgasrückführung und spätem Einlassschließen auf die Schwerpunktlage über der relativen notwendigen Verdichterleistung im Vergleich zu [Schmuck-Soldan u. a., 2012] | 122 |
| Abb. 6.40 | Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf indizierten Wirkungsgrad, Schwerpunkt und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 123 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| Abb. 6.41 | Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 124 |
| Abb. 6.42 | Zyklusindividueller Klopfindex über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs für eine homogene Verdünnung mit Luft bzw. Abgas bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 124 |
| Abb. 6.43 | Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer AGR auf Schwerpunktlage, Wirkungsgrad und Turbinendruckverhältnis über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 125 |
| Abb. 6.44 | Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der massebezogenen Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 126 |
| Abb. 6.45 | Simulation der Volllastcharakteristik des Versuchsträgers mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen in Kombination mit minimaler Hybridisierung | 128 |
| Abb. 6.46 | Schwerpunktlage, HC-Emissionen und effektiver Wirkungsgrad mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 129 |
| Abb. 6.47 | Saugrohrdruck, Einlassöffnen und Wastegate-Stellung mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 130 |
| Abb. 6.48 | Prinzipieller Ablauf der Einspritzstrategie mit Doppeleinspritzung zur HC-Reduktion im Spülbetrieb | 131 |
| Abb. 6.49 | Einfluss der Einspritzstrategie auf die Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{me}} = 16 \text{ bar}$ | 132 |
| Abb. 6.50 | Einfluss der Einspritzstrategie auf effektiven Wirkungsgrad und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{me}} = 16 \text{ bar}$ | 132 |
| Abb. 6.51 | Vergleich der HC-Emissionen im Kennfeldbereich mit Spülbetrieb bei verschiedenen Strategien für Ventilsteuerzeit und Einspritzung | 133 |
| Abb. 6.52 | Vergleich der effektiven Wirkungsgrade im Kennfeldbereich mit Spülbetrieb bei verschiedenen Strategien für Ventilsteuerzeit und Einspritzung | 134 |
| Abb. 6.53 | Einfluss der Einspritzstrategie auf die HC-Emissionen im transienten Betrieb bei 1200 min^{-1} | 135 |
| Abb. 6.54 | Gemessene Volllastcharakteristik des Versuchsträgers mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen | 136 |
| Abb. 6.55 | Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE _{VM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 10,9 sowie 30 °KW SES im NEFZ | 136 |
| Abb. 6.56 | Benötigte Kraftstoffenergie der Vollmotormessung (MAHLE _{VM} 1,21) im NEFZ und WLTC | 138 |
| Abb. 7.1 | Kennfeldbereich mit Anfettungsbedarf für den Versuchsträger | 140 |
| Abb. 7.2 | Versuchsaufbau der Hochlast-Abgasrückführung am Vollmotor | 141 |
| Abb. 7.3 | Relevanter Kennfeldbereich für den Einsatz von Hochlast-AGR als Mittel zur Anfettungsreduktion | 141 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| Abb. 7.4 | Maximal darstellbare externe Abgasrückführrate bei hoher Last . . . | 142 |
| Abb. 7.5 | Globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis mit und ohne externe Abgasrückführung | 142 |
| Abb. 7.6 | Temperatur im Abgaskrümmen mit und ohne externe Abgasrückführung | 143 |
| Abb. 7.7 | Änderung der Schwerpunktlage und des mittleren Klopfindexes mit Abgasrückführung | 144 |
| Abb. 7.8 | Verbrauchseinsparung und Änderung der Turboladerdrehzahl mit Hochlast-AGR bezogen auf Betrieb mit Anfettung | 144 |
| Abb. 7.9 | Verlustteilung mit und ohne externe Abgasrückführung bei 4500 min^{-1} | 145 |
| Abb. 7.10 | Globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen | 146 |
| Abb. 7.11 | Temperatur im Abgaskrümmen für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen | 146 |
| Abb. 7.12 | Änderung der Schwerpunktlage und des mittleren Klopfindexes bei erhöhter maximal zulässiger Turbineneintrittstemperatur | 147 |
| Abb. 7.13 | Temperatur im Abgaskrümmen für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen | 147 |
| Abb. A1 | Verlust durch reale Ladungszusammensetzung als Grenzfall | 165 |
| Abb. A2 | Verlust durch realen Brennverlauf bzw. reale Brenndauer als Grenzfall | 165 |
| Abb. B1 | Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für die FKFS-Runde | 166 |
| Abb. B2 | Vergleich von Messung am Rollenprüfstand und Zyklussimulation im WLTC | 166 |
| Abb. B3 | Vergleich von Messung von realen Fahrten und Zyklussimulation im FKFS-Zyklus | 166 |
| Abb. B4 | Innere Verlustteilung für Otto- (MAHLE_{VM}) und Dieselmotor im NEFZ | 167 |
| Abb. B5 | Innere Verlustteilung für den Ottomotor (MAHLE_{VM}) mit Berechnung der Kalorik nach [Grill, 2006] oder [De Jaegher, 1976] und [Zacharias, 1966] im NEFZ | 168 |
| Abb. B6 | Innere Verlustteilung für MAHLE_{VM} 1,21 und GM L850 2,21 nach [Kuberczyk u. a., 2007] im NEFZ mit gleichgestellter Kalorikberechnung | 168 |
| Abb. C1 | Einfluss der internen AGR auf HC-, CO- sowie NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar | 169 |
| Abb. C2 | Einfluss der externen AGR auf HC-, CO- sowie NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 169 |
| Abb. C3 | Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf HC-, CO- und NO_x -Emissionen bei Abgasrückführung | 169 |
| Abb. C4 | Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf HC-, CO- und NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar | 170 |

| | | |
|----------|---|-----|
| Abb. C5 | Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei Abmagerung | 170 |
| Abb. C6 | Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf HC-, CO- und NO _x -Emissionen bei Abmagerung | 170 |
| Abb. C7 | Einfluss der 2. Einspritzung auf Zylinderdruck, Brennverlauf und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ und Abmagerung | 171 |
| Abb. C8 | Einfluss der Verdünnung auf Zylinderdruck, Temperatur im Verbrannten und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ und Abgasrückführung | 171 |
| Abb. C9 | Einfluss der Verdünnung auf Zylinderdruck, Temperatur im Verbrannten und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ und Abmagerung | 171 |
| Abb. C10 | Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf die innermotorische Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 172 |
| Abb. C11 | Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf HC-, CO- und NO _x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ | 172 |
| Abb. D1 | Kolbengeometrien der untersuchten Verdichtungsverhältnisse | 173 |
| Abb. D2 | Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 9,6 im NEFZ | 173 |
| Abb. D3 | Schematische Darstellung der Position der Entnahmesonden im Einlass- und Auslasskanal | 173 |
| Abb. D4 | Vergleich der gemessenen Emissionen bei einer Abgasentnahme an der ersten Entnahmestelle für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ für die verschiedenen Varianten der zweiten Abgasentnahme | 174 |
| Abb. D5 | Einfluss der Abgasentnahmestelle auf die gemessenen Emissionen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ohne spätes Einlassschließen | 174 |
| Abb. D6 | Vergleich der durchgespülten Kraftstoffmasse aus der Ladungswechselanalyse für verschiedene Mischungsfaktoren bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ | 175 |
| Abb. D7 | Vergleich der frühen und späten Einlasssteuerzeit mit SES im Druck-Volumen-Diagramm bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ | 176 |
| Abb. D8 | Temperatur des rückgeführten Abgases sowie Temperatur im Saugrohr und der Umgebung für die Variationen der AGR-Rate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator | 176 |
| Abb. D9 | Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator | 176 |
| Abb. D10 | Energie der gemessenen HC- und CO-Emissionen im Krümmer und an der Abgasentnahmestelle mit und ohne Katalysator | 177 |
| Abb. D11 | Einfluss der externen AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator | 177 |

| | | |
|----------|--|-----|
| Abb. D12 | Einfluss des Gegendruckes auf Wirkungsgrad, Schwerpunkt und Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ mit und ohne Abgasrückführung | 177 |
| Abb. D13 | Vergleich des Einflusses von externer AGR und spätem Einlassschließen auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad über dem relativen notwendigen Turbinendruckverhältnis bzw. der relativen notwendigen Verdichterleistung ohne Spülung | 178 |
| Abb. D14 | Einfluss der Schwerpunktlage auf Wirkungsgrad und notwendigen Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 12 \text{ bar}$ sowie 21 bar | 178 |
| Abb. D15 | Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 11,0 und 30 °KW SES im NEFZ | 178 |

Tabellenverzeichnis

| | | |
|----------|---|-----|
| Tab. 3.1 | Kenndaten des verwendeten Vollmotors | 29 |
| Tab. 3.2 | Kenndaten des verwendeten Fahrzeugs | 31 |
| Tab. 4.1 | Kenndaten verschiedener Fahrzyklen | 43 |
| Tab. B1 | Vergleich der Kenndaten der verwendeten Versuchsmotoren nach [Kuberczyk u. a., 2007] und [Schnittger u. a., 2003] | 167 |
| Tab. B2 | Vergleich der Kenndaten der verwendeten Versuchsfahrzeuge nach [Kuberczyk u. a., 2007] | 167 |

Kapitel 1

Einleitung

Wurde die Entwicklung von Pkw-Motoren in den letzten Jahrzehnten des vergangenen Jahrhunderts vornehmlich von gesetzlichen Reglementierungen des Schadstoffausstoßes beeinflusst, ist spätestens seit der Gründung des europäischen Automobilverbandes ACEA¹ 1991 und der Selbstverpflichtung zur Reduktion des CO₂-Ausstoßes der Kraftstoffverbrauch stärker in den Fokus des öffentlichen Interesses gerückt. War bis zu diesem Zeitpunkt die in Abb. 1.1 gezeigte Steigerung der spezifischen Leistung in erster Linie eine Maßnahme zur Erhöhung der Fahrleistung, wird sie seither ebenfalls zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs genutzt. In diesem Zusammenhang wird oft von Downsizing, also einer Reduktion des Hubvolumens bei gleichbleibender Leistung, welche z. B. durch eine Aufladung realisiert werden kann, gesprochen. Neben dem Verbrauchspotenzial ergeben sich allerdings diverse Herausforderungen, wie die gesteigerte Klopfneigung oder ein verschlechtertes Ansprechverhalten, welche zusätzliche Einschränkungen des maximal erreichbaren Wirkungsgrades bedingen.

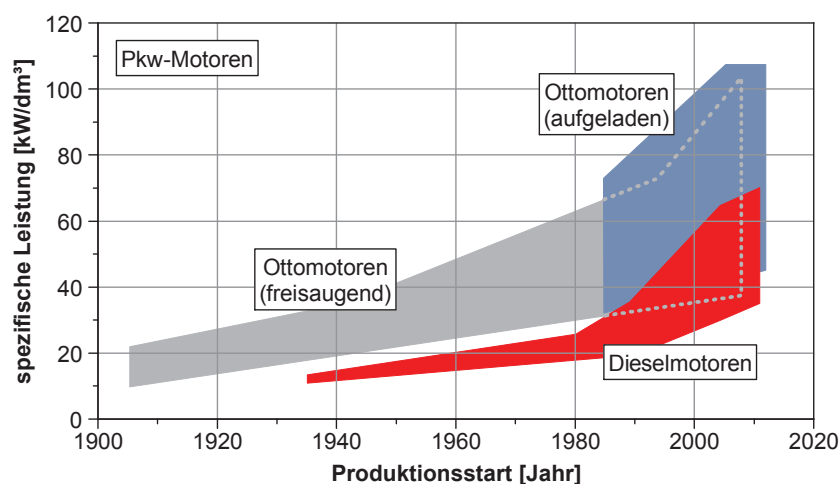


Abbildung 1.1: Zeitliche Entwicklung der spezifischen Leistung von Großserien-Pkw-Motoren nach [Golloch, 2005] erweitert um Daten bis 2012

Ziel dieser Arbeit ist die Identifikation und Quantifizierung der Verlustquellen moderner hochaufgeladener Ottomotoren und die Bewertung verschiedener wirkungsgradsteigernder Maßnahmen im Zusammenhang mit extremem Downsizing. Der Fokus liegt dabei auf der Beibehaltung homogener Gemischbedingungen im Brennraum. Zu diesem Zweck ist eine Methodik, die einen

¹Association des Constructeurs Européens d'Automobiles

objektiven Vergleich zulässt, zur Bewertung der verschiedenen Maßnahmen essentiell. Die Vergleichbarkeit und Übertragbarkeit von Literaturangaben zu Verbrauchspotenzialen ist infolge der unterschiedlichen verwendeten Versuchsträger und Referenzsysteme oftmals schwierig. Vor allem die Kombination der einzelnen Wirkungsgradmaßnahmen mit extremer Hochaufladung stellt eine Besonderheit der hier durchgeführten Untersuchungen dar.

Der Vergleich erfolgt anhand von experimentellen und simulativen Untersuchungen am fremdaufgeladenen Einzylinder- und turboaufgeladenen Dreizylindermotor. Die Betrachtungen werden ganzheitlich vollzogen und beziehen über den Einsatz einer Zyklussimulation auch das zu erwartende Lastkollektiv abhängig von Fahrzeug und Fahrzyklus ein. Für die Validierung der Ergebnisse der Zyklussimulation stehen zusätzlich Messdaten eines mit dem Extrem-Downsizing-Ottomotor ausgerüsteten Demonstratorfahrzeugs zur Verfügung.

Nach der Erläuterung der Grundlagen in Kapitel 2 und der Vorstellung der verwendeten Versuchsträger, Messtechnik und Auswertelgorithmen in Kapitel 3 erfolgt die Ermittlung der Wirkungsgradpotenziale mithilfe der Zyklussimulation in Kapitel 4. Anschließend werden in Kapitel 5 verschiedene Methodiken der Entdrosselung zur Verbesserung des Teillastwirkungsgrades verglichen. Das Kapitel 6 befasst sich mit dem Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Verbrauch im gesamten Motorkennfeld in Verbindung mit verschiedenen klopfreduzierenden Maßnahmen. Dem in Kombination mit Hochaufladung gesteigerten Bedarf zur Volllastanfettung im Nennleistungsbereich wird in Kapitel 7 mit zwei verschiedenen Ansätzen entgegen getreten.

Kapitel 2

Grundlagen und Kenntnisstand

Dieses Kapitel behandelt die grundlegenden Zusammenhänge und Begrifflichkeiten, welche für die im weiteren Verlauf der Arbeit bewerteten wirkungsgradsteigernden Maßnahmen bei extremem Downsizing von Bedeutung sind. Besonderer Fokus liegt hierbei auf der verwendeten Verlustteilung, welche das zentrale Werkzeug zur Bewertung darstellt. Des Weiteren wird ein Überblick über die Grundlagen der wichtigsten in dieser Arbeit verwendeten Maßnahmen und relevanter Literaturquellen zum Stand der Forschung gegeben.

2.1 Downsizing

Als eine Maßnahme zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs hat sich in den letzten Jahren der Einsatz von hubraumreduzierten Verbrennungsmotoren am Markt durchgesetzt. Die Verringerung des Hubvolumens V_H bewirkt gemäß Gleichung 2.1 bei einem konstanten Betriebspunkt, beschrieben durch Drehzahl n und spezifische Last p_{me} , zunächst eine Reduktion der effektiven Leistung P_e . Wird dieser Abfall in der Leistung durch weitere Maßnahmen kompensiert, wird von Downsizing gesprochen. Grundsätzlich werden zwei verschiedene Maßnahmen, die sich aus der Gleichung 2.1 unmittelbar erschließen, unterschieden: entweder durch eine Erhöhung der Drehzahl (Hochdrehzahlkonzept) oder durch eine Anhebung der effektiven Mitteldrücke (Hochlastkonzept) [Golloch, 2005]. Aus Verbrauchersicht ist das Downsizing über eine Steigerung der spezifischen Last von höherer Bedeutung, da der Anteil der Motorreibung bei höheren Drehzahlen negative Auswirkungen auf den Wirkungsgrad hat. Die Steigerung der spezifischen Last lässt sich über eine Aufladung realisieren. Hierfür stehen verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung – am Markt haben sich Systeme mit mechanischer und/oder Abgasturboaufladung etabliert. Die dritte Möglichkeit, den Leistungsverlust durch einen Wechsel auf das Zweitaktverfahren auszugleichen, findet zur Zeit bei Pkw-Motoren in der Serie hauptsächlich aufgrund erhöhter Emissionen keine Verwendung.

$$P_e = V_H \cdot i \cdot n \cdot p_{me} \text{ mit } i = \frac{1}{2} \text{ bei Viertaktmotoren} \quad (2.1)$$

Die Verbrauchersparnis im Zusammenhang mit Downsizing ergibt sich in erster Linie durch die Betriebspunktverschiebung im Motorkennfeld. Dieser Effekt wird anhand der Wirkungsgradkennfelder in [Abb. 2.1](#) qualitativ verdeutlicht. Insbesondere durch die quantitative Regelung fällt

der Wirkungsgrad beim Ottomotor hin zu niedrigen Lasten ab. Durch die Hubraumreduzierung verschieben sich die Leistungshyperbeln hin zu höheren Mitteldrücken, d. h. der zur Überwindung der Fahrwiderstände notwendige effektive Mitteldruck steigt an. Dies ist anschaulich an den Betriebsbereichen der beiden Motorkonfigurationen im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) zu erkennen. Der Motor wird mit höheren Saugrohrdrücken betrieben und der Verlust durch die Drosselung nimmt ab. Weiterhin profitiert der Verbrauch vom geringeren Anteil der Motorreibung. Der absolute Reibmitteldruck ist nur wenig von der Last abhängig. Fällt der effektive Mitteldruck ab, steigt der Anteil der Reibung stark an. Dieser Zusammenhang führt auch für den qualitätsgeregelten Dieselmotor zu einem Verbrauchsvorteil durch Downsizing. Die Potenziale fallen hier allerdings geringer aus [Heikes und Trzebiatowski, 2012].

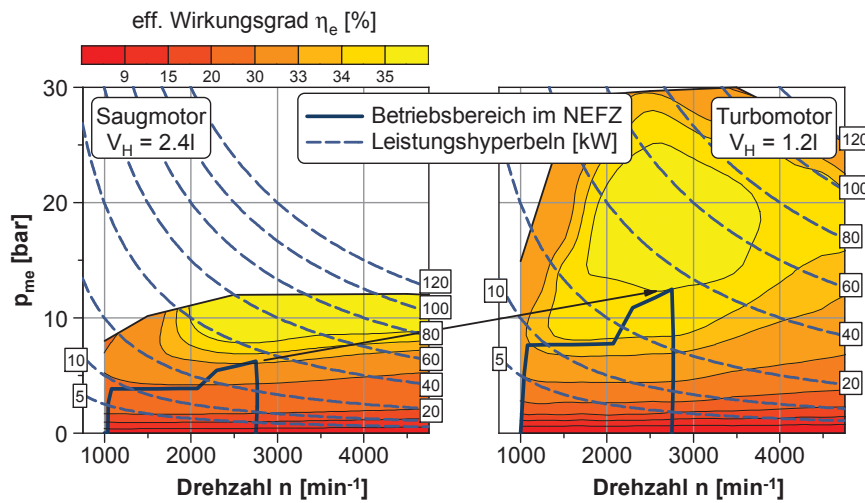


Abbildung 2.1: Betriebspunktverschiebung durch Hubraumreduktion und Aufladung

Die hohen spezifischen Lasten bei Downsizing-Motoren machen – in erster Linie beim Verdichtungsverhältnis – Kompromisse notwendig, um eine Schädigung des Motors durch irreguläre Verbrennungen bei hoher Last zu vermeiden. Die maximal im Kennfeld erreichbaren Wirkungsgrade sind daher für aufgeladene Motoren in der Regel geringer [Königstein u. a., 2008].

In Abb. 2.2 ist die geometrische Verdichtung für diverse am Markt verfügbare Motoren über dem maximalen effektiven Mitteldruck aufgetragen. Ferner ist der in dieser Arbeit verwendete Motor (MAHLE 1,2l) mit seiner Basisverdichtung und den zusätzlich untersuchten Verdichtungen abgebildet. Der Vergleich mit den Daten für Nenndrehzahl und maximal erreichbaren effektiven Mitteldruck aus [Golloch, 2005] verdeutlicht die extreme Auslegung des vorliegenden Hochlastkonzeptes. Die Ermittlung des aus Sicht des Verbrauchs optimalen Downsizing-Grades ist durch die genannten Zusammenhänge hochgradig von dem zugrunde gelegten Fahrzyklus abhängig. Mit diesem Thema befassen sich unter anderem die Arbeiten von [Sensa u. a., 2004], [Golloch und Merker, 2005], [Wittek u. a., 2008] und [Berns u. a., 2010].

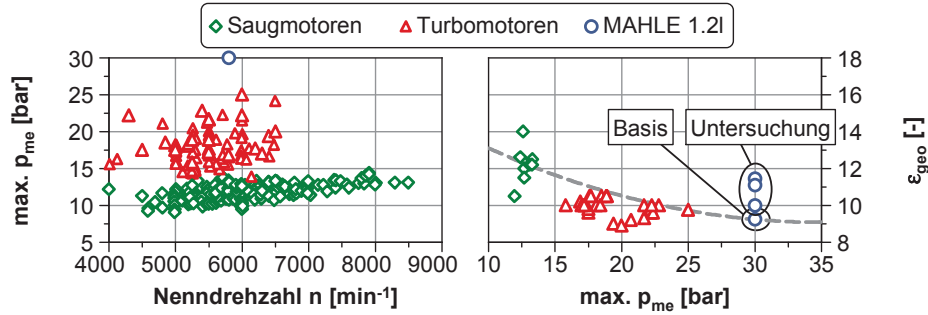


Abbildung 2.2: Maximaler Mitteldruck, Nenndrehzahl und Verdichtungsverhältnis aktueller Pkw-Ottomotoren (linke Seite nach [Golloch, 2005] erweitert um Daten für Motoren der rechten Seite)

Irreguläre Verbrennungsphänomene

Die angesprochenen irregulären Verbrennungsphänomene können nach [Schintzel und Willand, 2006] in drei Gruppen eingeteilt werden: das Funkenklopfen, die Selbstentflammung und die Oberflächenzündung. Im Zusammenhang mit hochaufgeladenen Ottomotoren sind vor allem das Klopfen und die Vorentflammung (als Unterklasse der Selbstentflammung) als Herausforderungen zu nennen. Die Oberflächenzündung spielt aufgrund verbesserter Brennraumkühlung und optimierter Wärmeabfuhr, z. B. an der Zündkerze, eine untergeordnete Rolle.

Unter Klopfen wird eine Selbstzündung im Endgasbereich vor Eintreffen der eigentlichen Flammenfront bezeichnet. Angesichts hoher Ausbreitungsgeschwindigkeiten der von den Selbstzündungsherden ausgehenden sekundären Reaktionsfront ergeben sich starke dem eigentlichen Verbrennungsdruck überlagerte hochfrequente Druckschwankungen, welche sich akustisch als Klopfgeräusch bemerkbar machen. Eine genaue Aufschlüsselung der Phänomene und Einflussfaktoren, die zu einer klopfenden Verbrennung führen, kann der Arbeit von [Hettinger, 2012a] entnommen werden. Das Auftreten von Klopfen ist statistischen Schwankungen der Brennraumbedingungen unterworfen, lässt sich aber reproduzierbar über eine Verstellung des Zündwinkels und damit eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage beeinflussen. In der Praxis wird auf eine klopfende Verbrennung mit einer Spätverstellung des Zündwinkels reagiert, um die schädigende Wirkung der hochfrequenten Klopfamplituden zu vermeiden, was jedoch eine Verschlechterung des thermodynamischen Wirkungsgrades nach sich zieht. Neben den eigentlichen Druckamplituden erhöht die klopfende Verbrennung den Wärmeübergang in der Grenzschicht und kann somit zu einer thermischen Überlastung von Bauteilen wie dem Kolben führen.

Vorentflammungen, d. h. die spontanen Zündungen der Zylinderladung vor Zündeinleitung, treten je nach Aufladegrad und Verdichtungsverhältnis in der Regel nur sehr sporadisch auf. Die frühe Wärmefreisetzung führt zu extrem hohen Zylinderspitzen drücken, die infolge der hohen Temperaturen und frühen Schwerpunktlagen mit starkem Klopfen einhergehen können. Das Auftreten von Vorentflammungen wird in der Literatur über vielfältige Wirkmechanismen erklärt: [Willand u. a., 2009] identifiziert Öltröpfchen und Ablagerungen, heiße Bauteile und Flächen im Brennraum sowie die Reaktionskinetik; in [Dahnz u. a., 2009] werden weitere Einzelmechanismen hergeleitet und bewertet. Eine abschließende Klärung der Ursachen und sichere Abhilfemaßnahmen sind jedoch noch nicht bekannt. Gleichzeitig stellen Vorentflammungen eine Einschränkung für die Nutzbarkeit der Potenziale von extremem Downsizing dar, sodass sie weiterhin Gegen-

stand der Forschung z. B. in [Vangraefschépe und Zaccardi, 2007], [Manz u. a., 2008], [Palaveev und Dahnz, 2009] oder auch [Schwenger, 2012] sind.

Erhöhung des erreichbaren Mitteldruckes durch hohe Spülraten

Der effektive Einsatz von Downsizing zur Verbrauchsreduktion setzt ein leistungsfähiges Aufladesystem voraus, das in der Lage ist, auch bei niedrigen Motordrehzahlen hohe Ladedrücke und damit hohe effektive Mitteldrücke zu gewährleisten. Diese müssen nicht nur stationär, sondern vor allem auch instationär realisierbar sein, um eine Kundenakzeptanz hubraumreduzierter Motoren zu erreichen. Hohe Mitteldrücke und ein gutes Ansprechverhalten lassen sich durch den im Weiteren kurz erläuterten Spülbetrieb auch mit einer einstufigen Aufladung mit Wastegate-Regelung garantieren. Diese hat gegenüber zweistufigen Systemen oder Ausführungen mit variabler Turbinengeometrie erhebliche Kostenvorteile [Budack u. a., 2009].

Der Spülbetrieb² zeichnet sich durch ein Durchspülen von Frischluft während der Ventilüberschnittphase aus dem Einlass- in den Auslasstrakt des Motors aus. Dieser ist nur möglich, wenn während des Ventilüberschnitts der Druck im Saugrohr über dem im Abgastrakt liegt. Diese Anforderung setzt zum Einen hohe Turbinen- und Verdichterwirkungsgrade des Abgasturboladers und zum Anderen eine geeignete Gasdynamik voraus. Der in dieser Arbeit verwendete Dreizylindermotor eignet sich aufgrund seiner Zündfolge und den daraus resultierenden Druckschwingungen im Abgastrakt in besonderem Maße für den Einsatz hoher Spülraten. Der Spülbetrieb beeinflusst den effektiven Mitteldruck auf verschiedene Weise: Der Brennraum wird effektiv von Restgas befreit und gekühlt, sodass sich bei gleichem Ladedruck höhere Zylinderfüllungen und frühere Verbrennungsschwerpunktlagen realisieren lassen.

Außerdem verschiebt der erhöhte Gesamtmassenstrom über den Verbrennungsmotor und demnach auch die Turbine und den Verdichter des Abgasturboladers den Betriebspunkt im jeweiligen Kennfeld. Der erreichbare isentrope Turbinenwirkungsgrad nimmt hierdurch zu [Brandt u. a., 2006]. Der Einfluss auf den Verdichter wird anhand von Abb. 2.3 näher erläutert. Das maximal darstellbare Druckverhältnis Π_{tot} ist im Bereich niedriger Massenströme \dot{m}_{kor} durch die Pumpgrenze limitiert. Wird das Druckverhältnis weiter gesteigert, löst sich die Strömung von den Verdichterschaufeln ab und es findet ein Rückströmen statt. Das Druckverhältnis fällt ab bis ein erneutes Anlegen der Strömung erfolgt. Infolgedessen steigt das Druckverhältnis wieder an und der Vorgang beginnt von neuem. Dabei entstehen Druckstöße und das typische Pumpgeräusch. Die Verdichterschaufeln werden stark belastet, weswegen der Betrieb jenseits der Pumpgrenze vermieden werden muss. Soll nun der Ladedruck weiter gesteigert werden, ohne den Betriebspunkt im Verdichterkennfeld in den Pumpbereich zu verschieben, kann der Massenstrom durch den Einsatz zusätzlicher Spülluft erhöht werden. Es sind somit bei konstanter Motordrehzahl höhere Ladedrücke und damit auch höhere Mitteldrücke darstellbar.

²Engl.: Scavenging

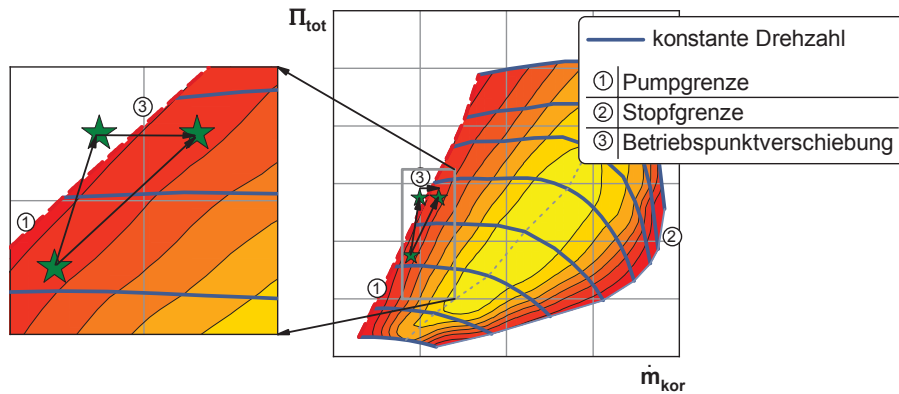


Abbildung 2.3: Erhöhung des erreichbaren Ladedrucks durch Brennraumspülung

Der Betrieb mit hohen Spülluflraten lässt sich vor allem in Kombination mit einer Direkteinspritzung nutzen, da über den Einspritzzeitpunkt ein Überspülen von Kraftstoff in den Auslasstrakt verhindert werden kann. Das globale Luft-Kraftstoff-Verhältnis und jenes im Brennraum weichen bei ansteigenden Spülraten immer mehr von einander ab. Sollen weiterhin global stöchiometrische Bedingungen für eine funktionierende Abgasnachbehandlung beibehalten werden, muss das Gemisch im Brennraum angereichert werden. Die dabei entstehenden erhöhten Emissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen können bei einer ausreichenden Vermischung von fettem Abgas und Spülluft im Krümmer nachreagieren und somit die Abgasenthalpie zusätzlich steigern. Sofern die Nachreaktionen vor der Turbine des Abgasturboladers auftreten, lässt sich hierdurch der Ladedruck weiter steigern.

Ein simulativer Vergleich des Einflusses von hohen Spülraten auf den instationären Lastaufbau ist in [Schmid u. a., 2010] beschrieben. Trotz der applikativen Herausforderungen hoher Spülraten hinsichtlich der Regelung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses und der Abgasnachbehandlung erfolgt bereits ein Serieneinsatz [Knorra, 2009]. Aufgrund der hohen Potenziale des Spülbetriebs für weiteres Downsizing und Downspeeding und den damit verbundenen Herausforderungen wird die Entwicklung in diesem Bereich weitergeführt, wie zahlreiche Veröffentlichungen zeigen: z. B. [Schwarz u. a., 2006], [Le Berr u. a., 2006], [Grimaldi u. a., 2007], [Leroy u. a., 2008], [Kirwan u. a., 2010] oder [Martensson und Flärdh, 2010].

2.2 Thermodynamische Verlustteilung

Die thermodynamische Verlustteilung beschreibt eine Kombination aus Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung, in der der real gemessene Kreisprozess eines Verbrennungsmotors – ausgehend von einem ausgewählten idealen Kreisprozess – Schritt für Schritt angenähert wird. Dies geschieht durch das sukzessive Berücksichtigen von physikalischen Zusammenhängen, die den ideal erreichbaren Wirkungsgrad einschränken. Dieses Vorgehen erlaubt eine detaillierte Quantifizierung der Verlustquellen, die bei der Umsetzung der chemisch gebundenen Energie des Kraftstoffes in Arbeit an der Kurbelwelle auftreten. Es eignet sich insbesondere für den Vergleich unterschiedlicher wirkungsgradsteigernder Maßnahmen, da diese nicht nur hinsichtlich ihrer Potenziale, sondern auch hinsichtlich ihrer Wirkmechanismen bewertet werden können.

Bei der Verlustteilung handelt es sich um eine Modellvorstellung, sodass die vorgenommenen Annahmen und die Vorgehensweise bei der Berechnung von erheblicher Bedeutung sind. Auch die Reihenfolge, in der die einzelnen Verluste berücksichtigt werden, spielt eine wichtige Rolle. Es existieren unterschiedliche Definitionen für eine innermotorische Verlustteilung, die z. B. in [Hinrichs, 1988], [Tielkes, 1997], [Witt, 1999], [Kemmler und Schnaupp, 2002], [Eichlseder u. a., 2007] oder [Wieske u. a., 2009b] Verwendung finden. Die im Rahmen dieser Arbeit genutzte Verlustteilung folgt der Definition von [Weberbauer u. a., 2005] und wird u. a. auch in [Kulzer u. a., 2006] für den Vergleich verschiedener ottomotorischer Wirkungsgradmaßnahmen oder in [Kuberczyk u. a., 2007] für den Vergleich von Otto- und Dieselmotor herangezogen. Aufgrund des bereits angesprochenen hohen Einflusses des Vorgehens auf die Ergebnisse der Verlustteilung folgt die detaillierte Erläuterung der hier genutzten.

Basis bildet die Aufteilung in dreizehn Einzelverluste, die soweit möglich anhand des Druck-Volumen-Diagramms beispielhaft für einen Teillastbetriebspunkt eines DI-Ottomotors skizziert werden. Allgemein lässt sich der indizierte Mitteldruck für jeden Kreisprozess nach folgender Gleichung berechnen:

$$p_{mi\,k} = \frac{\oint p_k \cdot dV}{V_h} \quad (2.2)$$

Der Index k beschreibt den jeweiligen Vergleichsprozess mit seinen Annahmen und Vereinfachungen. Für die Berechnung des zugehörigen Wirkungsgrades ergibt sich:

$$\eta_k = \frac{p_{mi\,k} \cdot V_h}{Q_{Kra}} \quad (2.3)$$

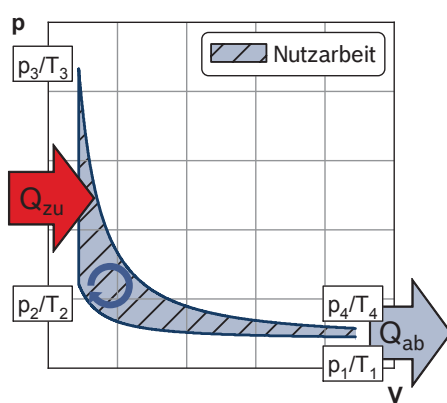
Durch eine Differenzbildung des Wirkungsgrades des Vergleichsprozesses mit seinem Vorgänger, lässt sich somit der Verlustanteil der einzelnen Vereinfachungen und Annahmen am Gesamtverlust quantifizieren.

$$\Delta\eta_k = \eta_k - \eta_{k-1} \quad (2.4)$$

Die Kette der vierzehn Prozesse mit ihren jeweiligen Wirkungsgraden, die für die Berechnung der dreizehn Einzelverluste notwendig ist, wird wie folgt definiert:

1. Vollständige Umsetzung der chemisch gebundenen Kraftstoffenergie in mechanische Arbeit
2. Gleichraumprozess mit geometrischem Verdichtungsverhältnis (η_{GR} m. ϵ_{geo})
3. Gleichraumprozess mit thermodynamischem Verdichtungsverhältnis (η_{GR} m. ϵ_{th})
4. Gleichraumprozess mit realer Ladungszusammensetzung (η_{GR} m. re. Ladg.)
5. Gleichraumprozess mit realer Verbrennungsschwerpunktlage (η_{GR} m. MFB₅₀)
6. Gleichraumprozess mit realen Emissionen (η_{GR} m. HCCO)
7. Kreisprozess mit realer Brenndauer (η_{KP} m. re. Brennd.)
8. Kreisprozess mit realen kalorischen Daten (η_{KP} m. re. Kalorik)
9. Kreisprozess mit realer Wandwärme (η_{KP} m. re. Wandw.)
10. Kreisprozess mit realer Expansion (η_{KP} m. re. Expan.)
11. Kreisprozess mit realer Kompression (η_{KP} m. re. Kompr.)
12. Kreisprozess mit idealem Ladungswechsel (η_{KP} m. id. LW)
13. Kreisprozess mit realem Ladungswechsel (η_{KP} m. re. LW)
14. Effektiver Wirkungsgrad (η_e)

Den Ausgangspunkt bildet die perfekte Umsetzung der gesamten Kraftstoffenergie in mechanische Arbeit und damit ein Wirkungsgrad von 100 %. Der tatsächlich erreichbare Wirkungsgrad liegt deutlich niedriger. Den ersten Schritt in der Verlustteilung bildet die Wahl eines geeigneten idealen Kreisprozesses als Vergleich. Für Hubkolbenmotoren stellt der ideale Gleichraumprozess (GR) bei gegebener Verdichtung den Vergleichsprozess mit dem höchsten theoretisch erreichbaren Wirkungsgrad dar³. Der Wirkungsgrad für diesen Prozess kann unabhängig von den eigentlichen Drücken und der freigesetzten Wärme, wie in [Abb. 2.4](#) dargestellt, aus dem Verdichtungsverhältnis und dem Isentropenexponenten berechnet werden. Als Arbeitsgas wird Luft und als Verdichtungsverhältnis das geometrische angenommen. Sowohl die Wärmezufuhr als auch -abfuhr werden in diesem Fall als instantan im oberen (OT) bzw. unteren Totpunkt (UT) vorausgesetzt. Weitere Annahmen sind neben dem Druck-Volumen-Diagramm aufgeführt. Nachfolgend werden lediglich die Änderungen der getroffenen Vereinfachungen in den Abbildungen dargestellt. Die übrigen Annahmen der vorangegangenen Vergleichsprozesse gelten in der Regel weiterhin.



Annahmen:

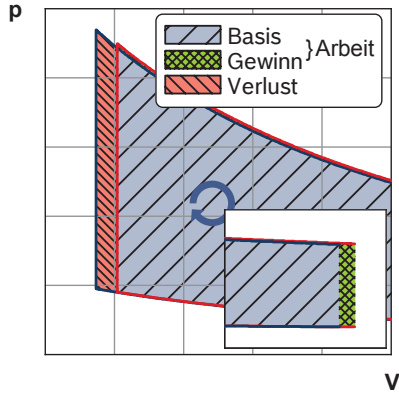
- isentrope Kompression
- isochore Wärmefreisetzung (Gleichraumprozess)
- $Q_{zu} = Q_{Kra}$
- isentrope Expansion
- isochore Wärmeabfuhr
- Isentropenexponent von Luft ($\kappa = 1,4$)
- geometrische Verdichtung ϵ_{geo}

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon_{geo}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (2.5)$$

Abbildung 2.4: Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit geometrischer Verdichtung

Das geometrische Verdichtungsverhältnis ist nur begrenzt aussagekräftig, da sich die geometrischen Verhältnisse aufgrund von Toleranzen in der Fertigung und von dynamischen Effekten im Betrieb, wie z. B. Pleuelstauchung oder Änderungen des Lagerspiels am Motor, unterscheiden. Aus diesem Grund wird das thermodynamische Verdichtungsverhältnis analog zu den Ausführungen in [Burkhardt und Bargende, 2006] nach dem erweiterten Symmetrienverfahren bestimmt. In den nachfolgenden Diagrammen wird stets die Änderung des Kreisprozesses verglichen mit dem vorangehenden Vergleichsprozess dargestellt. Die geänderte Verdichtung wird, wie in [Abb. 2.5](#) zu sehen, in Form einer Vergrößerung des Kompressionsvolumens berücksichtigt. Dadurch steigt das Volumen zu Beginn und Ende der Hochdruckschleife, was zunächst eine Zunahme der Fläche gegenüber dem vorhergehenden Vergleichsprozess im unteren Totpunkt zur Folge hat. Eine Erhöhung der Fläche im Druck-Volumen-Diagramm entspricht stets einem Arbeitsgewinn und ist als solcher gekennzeichnet. Das Hubvolumen des Zylinders bleibt unverändert. Im oberen Totpunkt ergibt sich durch das höhere Kompressionsvolumen ebenfalls ein höheres Zylindervolumen, sodass der Verdichtungsenddruck geringer ausfällt. Daraus ergibt sich ein Flächenverlust im Druck-Volumen-Diagramm und somit ein Arbeitsverlust. Die gesamte abgegebene Nutzarbeit fällt ab, da die Arbeitsverluste in OT den Gewinn in UT übertreffen. Der Wirkungsgrad nimmt letztlich ab.

³Der Carnot-Prozess eignet sich trotz des höheren erreichbaren Wirkungsgrades aufgrund der mangelnden technischen Realisierbarkeit an dieser Stelle nicht.



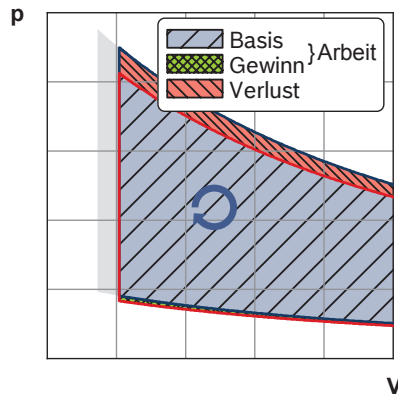
Annahmen:

- thermodynamische Verdichtung ϵ_{th}

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon_{th}^{\kappa-1}} \quad (2.6)$$

Abbildung 2.5: Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit thermodynamischer Verdichtung

Zusätzlich zum jeweils letzten Vergleichsprozess enthalten nachfolgende schematische Darstellungen den jeweils vorletzten Vergleichsprozess, der als graue unschraffierte Fläche abgebildet ist. Im weiteren Verlauf erfolgt die Berechnung des Gleichraumprozesses nicht mehr mit dem Isentropenexponenten von Luft, sondern mit dem der realen Ladungszusammensetzung zum Zeitpunkt des Einlassschließens (ES) (siehe [Abb. 2.6](#)). Dieser hängt von den Anteilen von Luft, Kraftstoff und Restgas an der Gesamtladung ab. Der Druck- und Temperatureinfluss auf die Stoffdaten wird an dieser Stelle noch nicht berücksichtigt. Die Zusammensetzung des Arbeitsgases ändert sich während der Verbrennung, welche weiterhin in OT angenommen wird. Neben dem absoluten Luft-Kraftstoff-Verhältnis hängt der Verlust durch reale Ladung maßgeblich vom Zeitpunkt der Kraftstoffeinbringung ab: Von Bedeutung ist, ob der Kraftstoff bereits während der Verdichtung vorhanden ist oder nicht. Durch die Verdichtung von Luft-Kraftstoff-Gemisch hat der Ottomotor im homogenen Betrieb in diesem Punkt einen Nachteil. Aufgrund des niedrigeren Isentropenexponenten ist der Druck zum Verdichtungsende geringer, was zunächst zu einer Erhöhung der Fläche im Druck-Volumen-Diagramm, nach der Wärmefreisetzung jedoch zu deutlich niedrigeren Verbrennungsenddrücken führt. In der anschließenden Expansion reduziert sich die Fläche, so dass in Summe ein Wirkungsgradverlust entsteht. Einen Sonderfall stellt die Direkteinspritzung am Ende der Kompressionsphase dar, wie sie z. B. beim Dieselmotor auftritt. Hier erfolgt eine Kompression von reiner Luft und eine Expansion von Abgas. Der verringerte Isentropenexponent in der Expansion hat gegenüber einer Expansion von Luft – wie im idealen Prozess vorgesehen – Vorteile: Es ergeben sich höhere Expansionsenddrücke und damit eine größere Fläche im Druck-Volumen-Diagramm (Vgl. hierzu die Darstellung des Sonderfalls im Anhang in [Abb. A1](#) auf Seite 165). Insoweit kann der Verlust durch reale Ladungszusammensetzung im Grenzfall sogar negativ werden, was einem Wirkungsgradgewinn gegenüber dem idealen Gleichraumprozess mit konstanten Stoffdaten entspricht.

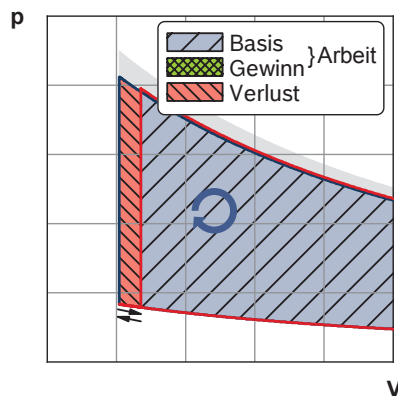


Annahmen:

- Isentropenexponent von realer Ladungszusammensetzung
- Stoffdaten bei $T = 20^\circ\text{C}$ und $p = 1 \text{ bar}$
- $\kappa = f(\lambda_{\text{Zyl}}, X_{\text{Res}})$
- Wechsel von unverbrannt zu verbrannt in OT
- $\kappa_{\text{Kom}} \neq \kappa_{\text{Exp}}$
- $\varphi_{\text{Verb}} = \text{OT}$

Abbildung 2.6: Verlust durch reale Ladungszusammensetzung

Der vierte Verlust ist der durch die reale Schwerpunktlage der Verbrennung, Abb. 2.7. Wie bereits erwähnt, bleiben alle bis zu diesem Punkt getroffenen Annahmen gleich, lediglich die Wärmefreisetzung erfolgt nicht mehr in OT, sondern zu dem tatsächlichen Kurbelwinkel der berechneten Schwerpunktlage. Im dargestellten Beispiel vollzieht sich die Wärmefreisetzung nach OT, sodass sich an die Kompression nach der Erreichung des oberen Totpunktes eine Expansion mit unveränderten Stoffdaten anschließt. Erst nach der Wärmefreisetzung wird mit den Stoffdaten der Verbrennungsprodukte die nun verkürzte Expansion bis zum UT berechnet.

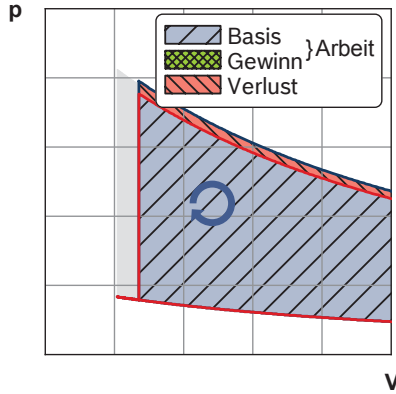


Annahmen:

- Wechsel von unverbrannt zu verbrannt bei realer Schwerpunktlage
- $\kappa_{\text{Kom}} \neq \kappa_{\text{Exp}}$
- $\varphi_{\text{Verb}} = \text{MFB}_{50}$

Abbildung 2.7: Verlust durch reale Verbrennungsschwerpunktlage

Prinzipbedingt ergeben sich bei einem unterstöchiometrischen Motorbetrieb durch eine unvollständige Verbrennung auch bei einer Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht Emissionen: vornehmlich Kohlenmonoxid (CO) und Wasserstoff. Unter motorischen Bedingungen wird der Kraftstoff dagegen nicht völlig bis zum chemischen Gleichgewicht umgesetzt. Vor allem an den Brennraumwänden und in Bereichen, an denen das Gemisch erst spät von der Flammenfront erfasst wird, wie dem Feuerstegbereich, verbleiben daher als Produkte einer unvollkommenen Verbrennung zusätzlich unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC). Am Motorprüfstand werden in der Regel nur die reglementierten CO- und HC-Emissionen erfasst. Diese werden in der Verlustteilung nicht getrennt betrachtet, sondern deren Energieinhalt in Summe von der gesamten eingebrachten Kraftstoffenergie abgezogen. Im Druck-Volumen-Diagramm in Abb. 2.8 ergibt sich daraus ein geringerer Verbrennungsenddruck und somit eine reduzierte Nutzarbeit.

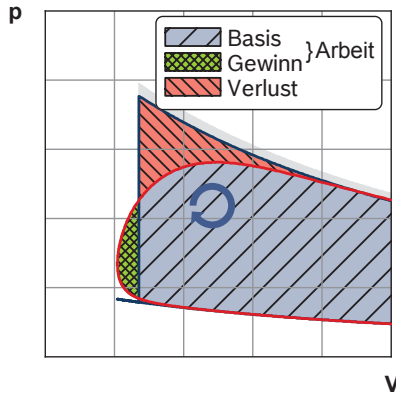


Annahmen:

- Berücksichtigung der HC- und CO-Emissionen
- $Q_{zu} = Q_{Kra} - Q_{HCCO}$

Abbildung 2.8: Verlust durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung

Im Verlust durch realen Brennverlauf wird in [Abb. 2.9](#) erstmalig die Annahme eines Gleichraumprozesses aufgegeben und die Wärmefreisetzung stattdessen anhand des aus der Messung berechneten normierten Brennverlaufs berücksichtigt. Die Stoffdaten werden während der Verbrennung abhängig vom Brennverlauf zu jedem Kurbelwinkelschritt mithilfe der aktuellen Gemischzusammensetzung berechnet. Die Wärmefreisetzung vor der Verbrennungsschwerpunktlage führt zu einer Vergrößerung der Fläche, während die Freisetzung nach der Schwerpunktlage diese verringert. Hieraus ergibt sich im Grenzfall wiederum die Möglichkeit eines negativen Verlustes durch reale Brenndauer bei langen Brenndauern und extrem späten Schwerpunktlagen, wie im Anhang in [Abb. A2](#) auf Seite 165 dargestellt.

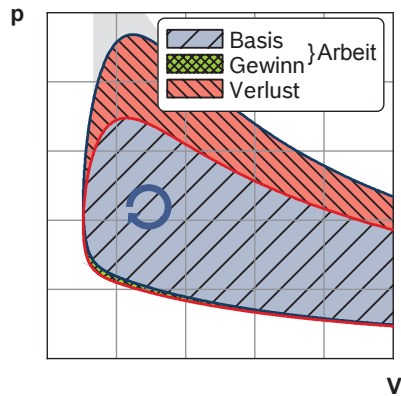


Annahmen:

- Abkehr vom Gleichraumprozess
- Berücksichtigung des realen Brennverlaufs
- Kompression: $\kappa_u = \text{konstant}$
- Verbrennung: $\kappa_{Verb} = f(x_b) = f(\varphi)$
- Expansion: $\kappa_v = \text{konstant}$

Abbildung 2.9: Verlust durch realen Brennverlauf bzw. reale Brenndauer

Erst zu diesem späten Schritt in der Verlustteilung werden auch die Temperatur- und Druckabhängigkeit der kalorischen Daten des Arbeitsgases in der Berechnung berücksichtigt (siehe [Abb. 2.10](#)). Vornehmlich durch das Auftreten von Dissoziation bei sehr hohen Temperaturen ist das reale Verhalten der Stoffdaten nicht zu vernachlässigen. Es ist sinnvoll, die reale Kalorik erst nach Abzug der übrigen Verluste einzubeziehen, weil bei der Berechnung der idealen Prozesse mit isochorer Wärmefreisetzung sehr hohe Prozesstemperaturen entstehen, welche den Verlust durch reale Kalorik auf unrealistisch hohe Werte ansteigen ließen. Dieser Umstand erschwert die Trennung der kalorischen von den Wandwärmeverlusten zusätzlich, da die Wandwärme die Prozesstemperaturen ebenfalls stark beeinflusst.



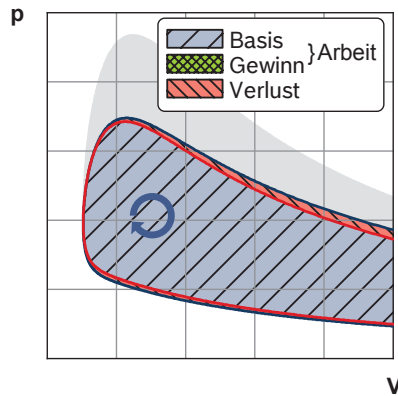
Annahmen:

- Berücksichtigung der Temperatur- und Druckabhängigkeit der Stoffdaten
- $\kappa = f(T, p) = f(\varphi)$

Abbildung 2.10: Verlust durch reale kalorische Eigenschaften des Arbeitsgases

Die abgebildeten Druckverläufe werden bis zu diesem Punkt stets anhand einer Arbeitsprozessrechnung ermittelt, bei der lediglich einzelne Ergebnisse aus der Druckverlaufsanalyse, wie der Verbrennungsschwerpunkt oder der normierte Brennverlauf, als Eingangsgröße dienen. In [Abb. 2.11](#) erfolgt die Bestimmung des Arbeitsverlustes durch Wandwärme nun erstmals durch die Nutzung des tatsächlich gemessenen Druckverlaufs. Dieser beinhaltet alle bisher dargestellten Verluste sowie den bisher unbekannten Verlust durch Wandwärme. Hierbei wird der Bereich zwischen Einlassschließen und Auslassöffnen aus der Messung übernommen und der übrige Bereich durch eine isentrope Kompression oder Expansion abgebildet. Der Verlust durch Wandwärme ergibt sich somit als Differenz aus der Arbeitsprozessrechnung mit realen kalorischen Stoffdaten und der tatsächlichen Druckmessung. Aus diesem Grund enthalten die Arbeitsverluste durch Wandwärme überdies alle etwaigen Fehler der Druckverlaufsanalyse, die Einfluss auf die Verlustteilung nehmen. Hierzu zählen z. B. Bilanzfehler durch eine Fehlmessung des Verbrauchs oder die fehlerhafte Annahme des Heizwertes sowie Fehlmessungen der Emissionen oder der Berechnung der in diesen enthaltenen Energie. Eine Trennung von den Verlusten durch reale Kalorik ist aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung schwierig. Ein Vorteil dieses Vorgehens ist die Unabhängigkeit der berechneten Werte vom gewählten Wandwärmemodell und der Wandtemperatur, weil diese nur einen sekundären Einfluss über eine Änderung der übrigen Verluste (z. B. durch eine geänderte Brenndauer und Massenmitteltemperatur) auf den Arbeitsverlust durch Wandwärme haben.

Soll der Arbeitsverlust durch Wandwärme mit den Wandwärmeverlusten im Hochdruckteil aus der Druckverlaufsanalyse verglichen werden, dürfen nicht die relativen Prozentzahlen herangezogen werden. Beim Arbeitsverlust handelt es sich um eine Wirkungsgraddifferenz in Prozentpunkten, während die Wandwärmeverluste im Hochdruckteil üblicherweise in Prozent bezogen auf die eingebrachte Kraftstoffenergie angegeben werden. Für einen Vergleich der Größenordnungen der beiden Werte muss der Arbeitsverlust durch Wandwärme zunächst auf den effektiven Wirkungsgrad bezogen werden. Eine direkte Umrechnung des einen in den anderen Wert ist nicht möglich.

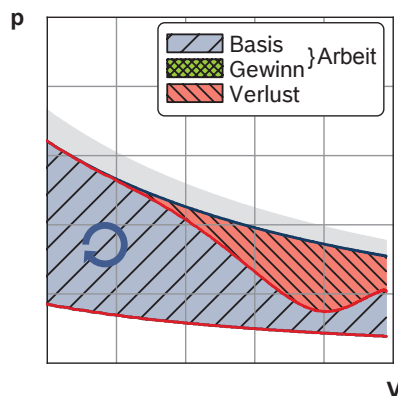


Annahmen:

- Berücksichtigung der Wandwärme
- Isentrope Verdichtung zwischen UT und Einlassschließen
- Auswertung des gemessenen Druckverlaufs zwischen Einlassschließen und Auslassöffnen
- Isentrope Expansion zwischen Auslassöffnen und UT

Abbildung 2.11: Verlust durch Wandwärme

Für den nachfolgenden Verlust – wiedergegeben in [Abb. 2.12](#) – wird die bisher angenommene instantane Wärmeabfuhr in UT mittels des tatsächlich notwendigen Öffnens des Auslassventils (AV) berücksichtigt. Üblicherweise geschieht dies bereits vor Erreichen des unteren Totpunkts, wodurch die ideal angenommene isentrope Expansion unterbrochen wird. Stattdessen wird der gemessene Druckverlauf in der Phase von Auslassöffnen bis zum unteren Totpunkt für die Berechnung der Fläche im Druck-Volumen-Diagramm herangezogen.

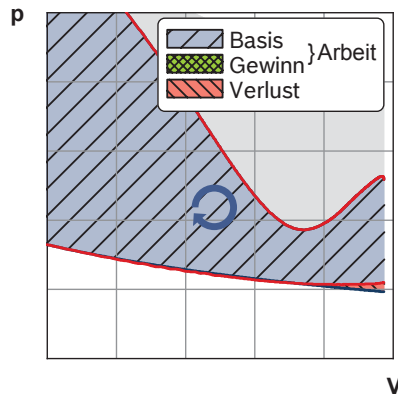


Annahmen:

- Abkehr von isentroper Expansion
- Auswertung des gemessenen Druckverlaufs zwischen Auslassöffnen und UT

Abbildung 2.12: Verlust durch unvollständige Expansion

Als letzte Vereinfachung des Hochdruckprozesses wird, wie in [Abb. 2.13](#) zu sehen, die isentrope Kompression durch den tatsächlichen Druckverlauf während der Kompressionsphase ersetzt. Das Einlassventil (EV) schließt im dargestellten Fall erst kurz nach dem unteren Totpunkt, sodass die eigentliche Kompression zu einem späteren Zeitpunkt startet. Auch dieser Effekt verringert die Nutzarbeit des Hochdruckprozesses und damit den Wirkungsgrad, welcher nach der Berücksichtigung der Kompressionsverluste dem indizierten Hochdruckwirkungsgrad entspricht.



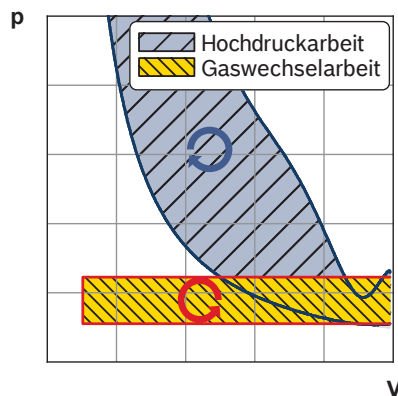
Annahmen:

- Abkehr von isentroper Kompression
- Auswertung des gemessenen Druckverlaufs zwischen UT und Einlassschließen

$$p_{\text{mi Komp}} = p_{\text{mi HD}} \quad (2.7)$$

Abbildung 2.13: Verlust durch unvollständige Kompression

Der Gesamtwirkungsgrad wird beim Viertaktmotor maßgeblich durch den Ladungswechseltakt beeinflusst. Insbesondere beim drosselgeregelten Ottomotor hat der Verlust durch realen Ladungswechsel (LW) einen hohen Anteil. Die Ladungswechselschleife wird im ersten Schritt idealisiert über die statischen Drücke im Ein- und Auslasstrakt aufgespannt. Im in [Abb. 2.14](#) dargestellten Beispiel ist der Saugrohrdruck niedriger als der Abgasgegendruck, woraus sich eine dem Hochdruckprozess entgegengesetzte Durchlaufrichtung der Ladungswechselschleife ergibt. Die Nutzarbeit des Hochdruckprozesses wird demnach um die Ladungswechselarbeit reduziert.

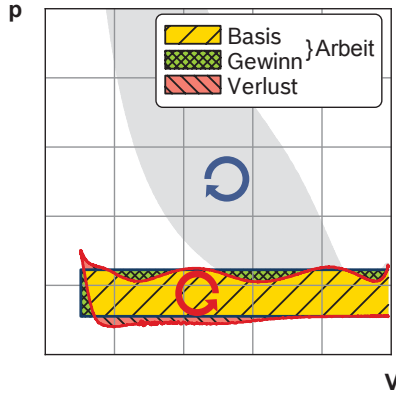


Annahmen:

- Ergänzung des Hochdruckprozesses um die Ladungswechselschleife
- Verwendung der statischen Drücke in Ein- und Auslasstrakt
- $p_{\text{EK}} = \text{konstant}$
- $p_{\text{AK}} = \text{konstant}$

Abbildung 2.14: Verlust durch idealen Ladungswechsel

Jedoch entscheidend für die Bewertung des Ladungswechsels sind die dynamischen Druckverläufe in den Kanälen, welche über das Indiziersystem aufgezeichnet werden. Für den verwendeten Betriebspunkt in [Abb. 2.15](#) ergeben sich nur geringe Unterschiede zum Verlust durch idealen Ladungswechsel. Der indizierte Mitteldruck während des Hochdruckprozesses wird um den indizierten Mitteldruck während des Ladungswechsels reduziert. Das Ergebnis ist der indizierte Mitteldruck berechnet aus dem kompletten gemessenen Arbeitsspiel über 720 °KW.



Annahmen:

- Verwendung der indizierten Drücke in Ein- und Auslasstrakt
- $p_{EK} = f(\varphi)$
- $p_{AK} = f(\varphi)$

$$p_{mi} = p_{mi \text{ HD}} + p_{mi \text{ ND}} \quad (2.8)$$

Abbildung 2.15: Verlust durch realen Ladungswechsel

Der letzte Verlust in dieser Verlustteilung ist der durch Motorreibung. Er ist nicht im Druck-Volumen-Diagramm darstellbar. Die am Kolben verrichtete Arbeit wird durch die Reibung des Motors und den Antrieb etwaiger Nebenaggregate reduziert, sodass eine geringere Arbeit an der Kurbelwelle abgegeben wird. Das gemessene Drehmoment wird bezogen auf das Zylinderhubvolumen als effektiver Mitteldruck (p_{me}) angegeben. Der Zusammenhang zwischen indiziertem und effektivem Mitteldruck über die Motorreibung ergibt sich wie folgt:

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mr} \quad (2.9)$$

Der effektive Wirkungsgrad berechnet sich zusammen mit dem Hubvolumen durch einen Bezug auf die zugeführte Kraftstoffenergie.

$$\eta_e = \frac{p_{me} \cdot V_h}{Q_{Kra}} \quad (2.10)$$

Die Leckage wird in der Verlustteilung aufgrund ihres geringen Anteils vernachlässigt und ist ebenfalls in den Arbeitsverlusten durch Wandwärme enthalten. Im Rahmen dieser Arbeit werden einige Verluste zusammengefasst, um die Anschaulichkeit der Darstellungen zu erhöhen. Die Verluste durch ideale Gleichraumprozessführung mit geometrischer und thermodynamischer Verdichtung werden kombiniert. Des Weiteren werden die Verluste durch idealen Ladungswechsel wegen ihrer begrenzten Aussagekraft nicht dargestellt. Stattdessen fasst der Verlust durch realen Ladungswechsel auch die Expansions- und Kompressionsverluste zusammen.

Das Ergebnis der aus den Druckverläufen der einzelnen Kreisprozesse berechneten Wirkungsgrade ist in [Abb. 2.16](#) dargestellt. Der Verlustanteil in Prozentpunkten ergibt sich jeweils als Differenz des Wirkungsgrades des aktuellen Kreisprozesses und des Wirkungsgrades des vorangegangenen. Soll beispielhaft der Verlust durch reale Kalorik berechnet werden, muss der Wirkungsgrad des Kreisprozesses mit realer Kalorik vom Wirkungsgrad des Prozesses mit realer Brenndauer abgezogen werden.

$$\Delta\eta_{\text{Reale Kalorik}} = \eta_{\text{KP m. re. Brennd.}} - \eta_{\text{KP m. re. Kalorik}} = 51,8\% - 41,3\% = 10,5\% \quad (2.11)$$

Im Gegensatz zu [Kuberczyk u. a., 2007] wird in dieser Arbeit auf den Einsatz einer 100%-Iteration in der Druckverlaufsanalyse verzichtet. Die 100%-Iteration dient üblicherweise dazu, über eine Variation der Kraftstoffmasse die eingebrachte Kraftstoffenergie an die aus der Druckverlaufsanalyse ermittelte Wärmefreisetzung anzupassen. Die in Gleichung 3.1 beschriebene Energiebilanz der Druckverlaufsanalyse entspräche dadurch 100 %.

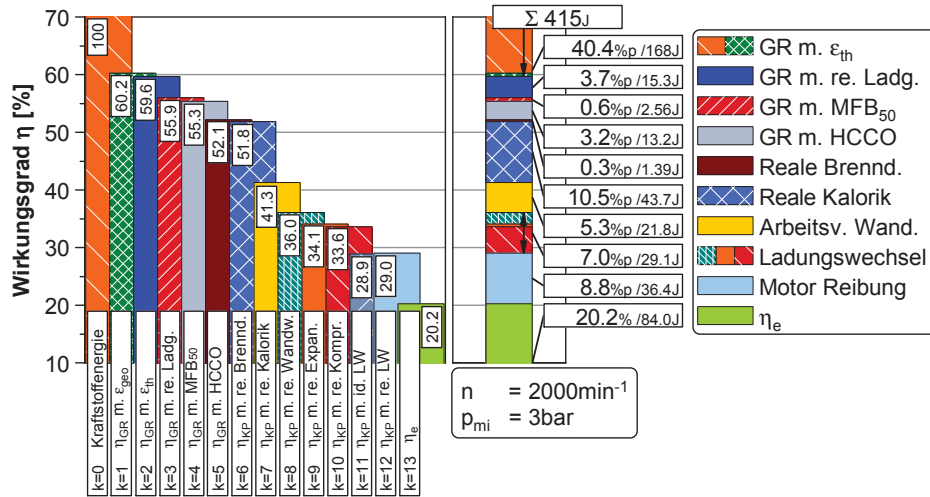


Abbildung 2.16: Ergebnis der beschriebenen Verlustteilung am Beispiel eines Teillastbetriebspunktes am DI-Ottomotor

Sämtliche Modellfehler innerhalb der Druckverlaufsanalyse werden bei diesem Vorgehen auf die Verbrauchsmesstechnik umgelegt. Ferner wird eine Änderung des indizierten und effektiven Wirkungsgrades vorgenommen, die wiederum die Ergebnisse der Verlustteilung beeinflusst. In vorliegender Arbeit wird der Verbrauch redundant über verschiedene Messsysteme erfasst, sodass ein systematischer Fehler ausgeschlossen werden kann. Für einen sinnvollen Vergleich verschiedener Verlustteilungen ist der absolute Wert der Energiebilanz ohnehin von untergeordneter Bedeutung. Vielmehr sollte eine vergleichbare Energiebilanz der Betriebspunkte untereinander vorliegen. Weicht die Energiebilanz für verschiedene Motorkonfigurationen im selben Betriebspunkt in gleichem Maße von 100 % ab, ist eher auf einen systematischen Fehler in der Druckverlaufsanalyse als auf eine Fehlmessung des Verbrauchs zu schließen – eine Verlustteilung mit belastbaren Aussagen ist dennoch möglich. Die Abweichungen von 100 % in der Energiebilanz sollten sich allerdings mit Werten im Bereich von $\pm 5\%$ bei niedrigen Lasten in Grenzen halten, da die Qualität der Druckverlaufsanalyse bei zu großen Abweichungen generell in Frage gestellt werden muss.

2.3 Verdichtungsverhältnis

Hinsichtlich des Wirkungsgrades spielt das Verdichtungsverhältnis bei Hubkolbenmotoren eine entscheidende Bedeutung. Als Vergleichsprozess für den Ottomotor wird der ideale Gleichraumprozess definiert. Dieser besteht aus einer isentropen Verdichtung mit anschließender isochorer Wärmezufuhr. Nach einer isentropen Expansion folgt die isochore Wärmeabfuhr. Der Wirkungsgrad des Kreisprozesses lässt sich aus der abgegebenen Arbeit und der zugeführten Wärme berechnen:

$$\eta = \frac{|W|}{Q_{zu}} = \frac{Q_{zu} + Q_{ab}}{Q_{zu}} = 1 + \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} \quad (2.12)$$

Der Betrag der abgegebenen Arbeit entspricht hier der Summe der vorzeichenbehafteten zu- und abgeführten Wärmen. Mit der Definition des Kreisprozesses nach Abb. 2.4 ergeben sich für diese Wärmen folgende Zusammenhänge:

$$Q_{zu} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.13)$$

$$Q_{ab} = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (2.14)$$

Aus Gleichung 2.12 lässt sich nun unter Annahme konstanter spezifischer Wärmekapazitäten der Wirkungsgrad des Kreisprozesses in Abhängigkeit der Temperaturen berechnen:

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.15)$$

Die Temperatur bei einer isentropen Verdichtung bzw. Expansion ergibt sich für ideale Gase aus der Beziehung $T \cdot V^{\kappa-1} = \text{konstant}$ als:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa - 1 = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^\kappa - 1 = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.16)$$

Für das Verhältnis der Volumina gilt für den Kreisprozess mit der Definition des Verdichtungsverhältnisses in Kompression und Expansion Folgendes:

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \quad (2.17)$$

V_h steht für das Einzelzylinder-Hubvolumen und V_c für das Kompressions- oder auch Totvolumen, welches bei einer Kolbenstellung im oberen Totpunkt verbleibt. Gleichung 2.15 bildet in Verbindung mit den Gleichungen 2.16 und 2.17 den Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Verdichtung und des Isentropenexponenten:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (2.18)$$

Die getroffenen Annahmen beschreiben den realen Prozess innerhalb eines Verbrennungsmotors nur unzureichend. Der ideale Gleichraumwirkungsgrad erlaubt allerdings auf sehr einfache Weise eine Abschätzung der maximal erreichbaren Wirkungsgradverbesserungen durch eine Verdichtungsanhebung. Die Stoffdaten hängen – wie in Abschnitt 2.2 erläutert – zum Einen von der Zusammensetzung des Arbeitsgases und zum Anderen von Temperatur und Druck ab. Da die Druckabhängigkeit geringer ist, ist in Abb. 2.17 lediglich der Temperatureinfluss des Isentropenexponenten dargestellt. Der Isentropenexponent und der resultierende thermodynamische Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses sind für verschiedene Arbeitsmedien des Kreisprozesses abgebildet. Für Ottomotoren mit Gemischansaugung oder Direkteinspritzung im Saughub reduziert sich infolge des verringerten Isentropenexponenten der Gleichraumwirkungsgrad bei stöchiometrischen Bedingungen um etwa 8 Prozentpunkte. Eine Verdünnung mit Abgas kann den Wirkungsgrad erhöhen. Allerdings ist für die dargestellte Anhebung um 1,5 Prozentpunkte eine Rückführrate von 40% notwendig, welche aus Stabilitätsgründen für einen Ottomotor unrealistisch ist. Die Abmagerung auf ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von 1,5 ist hier wirksamer und hebt den Wirkungsgrad um etwa 2,4 Prozentpunkte.

Das maximale Verdichtungsverhältnis ist bei Ottomotoren durch das Auftreten irregulärer Verbrennungszyklen begrenzt. Vornehmlich bei hochaufgeladenen Downsizing-Motoren führt dies

zu geringeren Verdichtungen unterhalb von 10. Der Wirkungsgradgradient nimmt mit steigender Verdichtung ab, sodass Maßnahmen zur Steigerung der Klopffestigkeit für Downsizing-Motoren von besonderem Interesse sind.

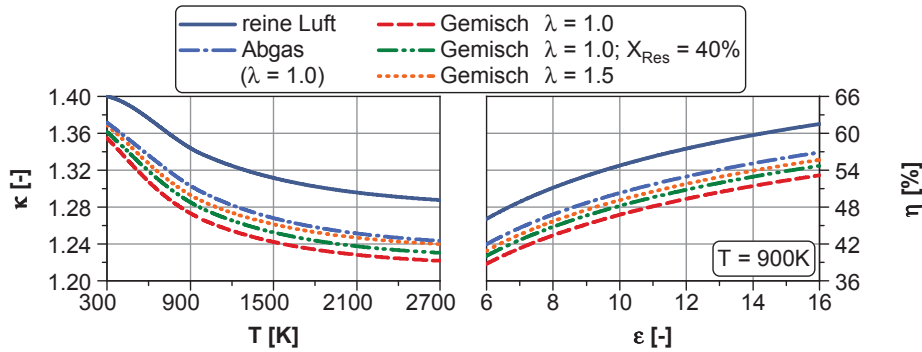


Abbildung 2.17: Idealer Gleichraumwirkungsgrad in Abhängigkeit von Verdichtung, Temperatur und Stoffdaten nach [Heywood, 1988]

Neben der geometrischen Verdichtung werden in der Literatur diverse weitere Verdichtungsverhältnisse unterschieden und für Vergleiche herangezogen. Die Begrifflichkeiten und Definitionen variieren zum Teil erheblich, weshalb die in dieser Arbeit verwendeten erläutert werden.

Fertigungstoleranzen, zusätzliche Spaltvolumina, Lagerspiele oder die Dicke der Zylinderkopfdichtung nach dem Einbau werden durch einen Vergleich des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses berücksichtigt. Die Ermittlung erfolgt aus gemessenen Schleppkurven bei verschiedenen Drehzahlen nach dem erweiterten Symmetrienverfahren nach [Burkhardt und Bargende, 2006]. Für die anschließenden Auswertungen wird der Mittelwert über der Drehzahl zugrunde gelegt.

Im Zusammenhang mit einer Variation der Steuerzeiten stellt sich die Frage der geänderten Verdichtung infolge eines geänderten Beginns der eigentlichen Kompressionsphase. In der Literatur wird hier oft von effektiver oder dynamischer Verdichtung gesprochen. Diese Arbeit nutzt verschiedene Definitionen nach [Koehler u. a., 2011], welche anhand von Abb. 2.18 erläutert werden. Die Berechnung der effektiven Verdichtung basiert auf Gleichung 2.17. Allerdings werden Hubvolumen und Totvolumen nicht vollständig berücksichtigt, sondern durch ein geringeres Volumen ersetzt. Die Definition dieses Volumens V' in Gleichung 2.19 unterscheidet die verschiedenen effektiven Verdichtungen.

$$\epsilon = \frac{V'}{V_c} \text{ mit } V' = V_{ES} \text{ oder } V_{\text{eff}, \bar{p}_S} \text{ oder } V_{\text{eff}, p_{S/ES}} \quad (2.19)$$

Die einfachste Möglichkeit eine Abweichung des Einlassschlusses von UT in der effektiven Verdichtung zu berücksichtigen, ist die Verwendung des Brennraumvolumens zu der entsprechenden Kurbelstellung V_{ES} ⁴. Für eine Beibehaltung der Last muss im aufgeladenen Bereich z. B. eine Verschiebung des Einlassschließens nach spät infolge des Füllungsverlustes durch eine Erhöhung des Ladedruckes kompensiert werden. Diese Erhöhung hat einen Einfluss auf die Klopffneigung und sollte daher in der effektiven Verdichtung berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck erfolgt die Bestimmung des effektiven Volumens mittels einer Schnittpunktbildung der linear angenähernten Kompressionsgeraden mit dem Saugrohrdruck im doppelt-logarithmischen Druck-Volumen-Diagramm. Für die Festlegung des repräsentativen Saugrohrdruckes werden zwei Möglichkeiten

⁴In dieser Arbeit wird die Kurbelstellung bei 0,5 mm Ventilhub als eigentliches Ventilschließen verwendet.

unterschieden: 1. Der indizierte Saugrohrdruck wird über das gesamte Arbeitsspiel gemittelt ($V_{\text{eff}} \bar{p}_S$), 2. Es wird der Druck zum Zeitpunkt des Einlassschließens verwendet ($V_{\text{eff}} p_{S/\text{ES}}$). Im dargestellten Beispiel führen diese beiden Definitionen zu größeren effektiven Volumina und damit zu einem höheren Verdichtungsverhältnis. Infolge des Saugrohrdruckes als Referenz wird bei der Bestimmung der effektiven Verdichtung dem Aufladegrad bei hoher Last Rechnung getragen.

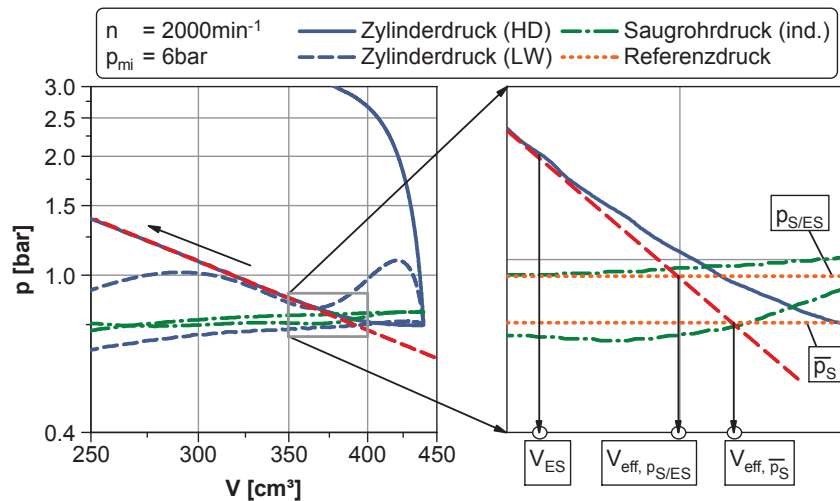


Abbildung 2.18: Ermittlung des wirkamen Startvolumens zur Berechnung der Verdichtung nach [Koehler u. a., 2011]

2.4 Abgasrückführung

Unter Abgasrückführung (AGR) wird eine Verdünnung der Zylinderladung mit Restgas aus den vorhergehenden Verbrennungsprozessen verstanden. Hierbei lassen sich diverse Konfigurationen abhängig von z. B. Fördermechanismus, Abgasführung und Entnahmestelle unterscheiden, welche in Abb. 2.19 zusammengefasst sind. Die Abbildung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, sondern zeigt vielmehr die für diese Arbeit relevanten Möglichkeiten.

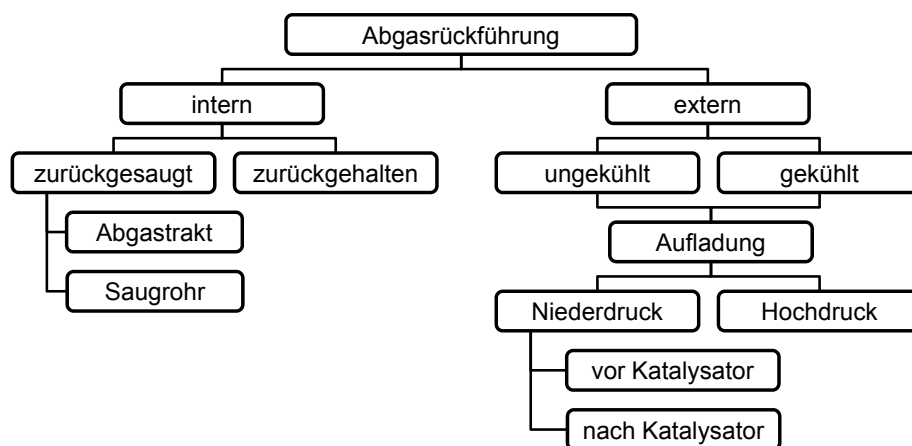


Abbildung 2.19: Übersicht verschiedener Möglichkeiten der Abgasrückführung

Wirkungsgradpotenziale

Der Einsatz einer Abgasrückführung am Ottomotor verspricht je nach Kennfeldbereich unterschiedliche Potenziale zur Wirkungsgradsteigerung. Die zentralen positiven Auswirkungen der AGR sind in Abb. 2.20 für den jeweiligen Kennfeldbereich eines hochaufgeladenen DI-Ottomotors aufgezeigt. Die Abgrenzung der einzelnen Bereiche ist dabei nicht als scharfe Grenze zu verstehen. In der Regel ist der Einsatz von AGR infolge von systemtechnischen Einschränkungen – wie z. B. dem Spülgefälle, dem darstellbaren Ladedruck oder der Verbrennungsstabilität – nicht im gesamten Kennfeld möglich. Im saugmotorischen Bereich kann die AGR genutzt werden, um den Saugrohrdruck durch eine Verdünnung der Zylinderladung anzuheben und den Ladungswechselverlust zu reduzieren. Eine ungekühlte AGR bietet hier Vorteile gegenüber einer Abgaseinleitung mit niedrigen Temperaturen [Wagner, 1999]. Dieser Effekt wird auch als thermische Entdrosselung bezeichnet. Insbesondere für nicht aufgeladene Motoren kann die AGR Verbrauchspotenziale im Ladungswechsel erschließen [Lumsden u. a., 1997], [Killmann, 2010].

Bei hochaufgeladenen Motoren ergibt sich bei hohen Lasten durch eine klopfbedingte Spätverstellung der Verbrennungsschwerpunktlage eine Einschränkung des Wirkungsgrades. Hier kann die Zugabe von gekühltem Abgas aufgrund der Erhöhung der Zylindermasse und der spezifischen Wärmekapazität die Prozesstemperaturen senken. Der resultierende positive Einfluss auf die Schwerpunktlage wird u. a. in [Grandin u. a., 1998], [Grandin u. a., 2002], [Potteau u. a., 2007] und [Mahr u. a., 2012] beschrieben.

Die Absenkung der Prozesstemperaturen kann außerdem im Nennleistungsbereich für eine Reduktion des Anfettungsbedarfs genutzt werden. Das Luft-Kraftstoff-Verhältnis nähert sich unter Einhaltung der maximalen Abgastemperatur mit AGR dem stöchiometrischen Wert. Der resultierende Verbrauchsvorteil wird u. a. in [Grandin und Angström, 1999], [Müller u. a., 2007], [Ganser u. a., 2007] und [Potteau u. a., 2007] auf bis zu 15 % beziffert.

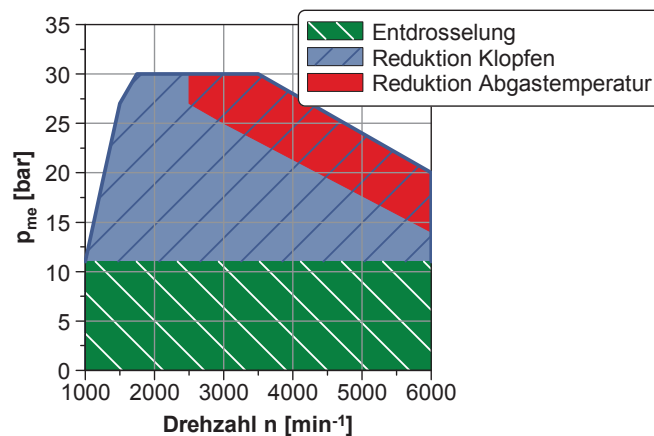


Abbildung 2.20: Einsatzmöglichkeiten von Abgasrückführung im Motorkennfeld

Der Betrieb mit AGR hat gegenüber einem stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Gemisch ohne Restgas stets den Vorteil eines erhöhten Isentropenexponenten (Vgl. Abb. 2.17). Dieser Effekt kommt in allen Kennfeldbereichen zum Tragen. Aus Sicht des Brennverfahrens ist die maximale AGR-Rate in erster Linie durch die Verbrennungsstabilität [Lauer und Geringer, 2008], [Löbber, 2006] limitiert.

Die Verdünnung mit Abgas reduziert die laminare Brenngeschwindigkeit und erhöht Brenndauer und Zündverzug [Kaden u. a., 2004]. Weiterhin steigen infolge von Flammenlöschung an der Brennraumwand⁵ die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen [Spicher, 1982].

Auswirkung auf die Stickoxid-Emissionen

Wie oben beschrieben, senkt die Abgasrückführung das Temperaturniveau des Verbrennungsprozesses, was sich zudem positiv auf die Bildung von Stickoxid-Emissionen auswirkt. Der bedeutendste Pfad für die Stickoxid-Bildung ist die thermische NO-Bildung nach dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus [Zeldovich, 1946] (ergänzt um [Lavoie u. a., 1970]). Für den motorischen Verbrennungsprozess ist weniger das chemische Gleichgewicht als die tatsächliche Reaktionskinetik von Bedeutung. Die Absenkung der Prozesstemperaturen reduziert die Bildungsgeschwindigkeit des Stickstoffmonoxids und damit die Stickoxid-Emissionen.

Geschichtete Abgasrückführung

Mithilfe einer Schichtung der Zylinderladung können die AGR-Raten zusätzlich erhöht werden. Ziel ist es, das Abgas und die Frischladung räumlich voneinander zu trennen, um den negativen Einfluss auf die laminare Brenngeschwindigkeit zu reduzieren. Der technische Aufwand zur Realisierung einer Ladungsschichtung, die bis zum Ende der Kompressionsphase bestehen bleibt, ist sehr hoch [Groves und Bjorkhaug, 1986], [Tielkes, 1997], [Sarikoc u. a., 2005], [Spicher u. a., 2008]. Da die zu erwartenden Wirkungsgradpotenziale gleichzeitig gering sind, wird auf eine nähere Betrachtung im Rahmen dieser Arbeit verzichtet.

2.5 Magerbetrieb

Im Allgemeinen wird zwischen geschichtetem und homogenem Magerbetrieb unterscheiden. In dieser Arbeit wird lediglich der homogene Magerbetrieb, d. h. eine Verdünnung mit Luft bei saugsynchroner Einspritzung, betrachtet. Er dient in erster Linie als Vergleich für die dargestellten Untersuchungen mit Abgasrückführung, da sich die Verdünnung mit Luft in ähnlicher Weise auf das Brennverfahren auswirkt wie eine Verdünnung mit Abgas. Für diesen Vergleich bietet sich die Definition einer massebezogenen Verdünnungsrate an. Die in [Fricke, 2007] beschriebene Definition wird zusätzlich zu der überschüssigen Abgas- und Luftmasse um die überschüssige Kraftstoffmasse erweitert. Dies erlaubt eine Angabe der Verdünnungsrate auch im unterstöchiometrischen Betrieb, wie er im Brennraum bei hohen Spülraten üblich ist. Die Berechnung der Verdünnungsrate ist in [Abb. 2.21](#) dargestellt und über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis und der Abgasrückführtrate aufgetragen.

⁵Engl.: Flame-Quenching

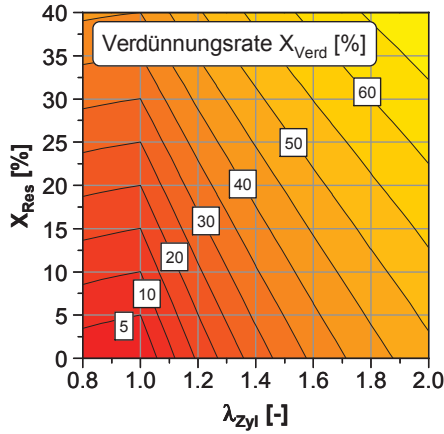


Abbildung 2.21: Massebezogene Verdünnungsrate als Funktion von Luft-Kraftstoff-Verhältnis und AGR-Rate

$$X_{\text{Verd}} = \frac{m_{\text{L, Übers.}} + m_{\text{Kra, Übers.}} + m_{\text{Res}}}{m_{\text{L}} + m_{\text{Kra}} + m_{\text{Res}}}$$

mit

$$m_{\text{L, Übers.}} = \begin{cases} (\lambda_{\text{Zyl}} - 1) \cdot m_{\text{Kra}} \cdot L_{\text{st}} & \text{für } \lambda_{\text{Zyl}} \geq 1 \\ 0 & \text{für } \lambda_{\text{Zyl}} < 1 \end{cases}$$

und

$$m_{\text{Kra, Übers.}} = \begin{cases} 0 & \text{für } \lambda_{\text{Zyl}} \geq 1 \\ (1 - \lambda_{\text{Zyl}}) \cdot m_{\text{Kra}} & \text{für } \lambda_{\text{Zyl}} < 1 \end{cases} \quad (2.20)$$

Wirkungsgradpotenziale

Die Erhöhung der Zylindermasse bei konstanter Last senkt den Drosselbedarf und verringert die Prozesstemperaturen. Die niedrigeren Temperaturen können bei hoher Last oder Drehzahl zur Reduktion der Klopfneigung und des Anfettungsbedarfs genutzt werden. Analog zu Abb. 2.17 erhöht die Abmagerung den Isentropenexponenten und damit den erreichbaren Wirkungsgrad. Im Bereich der Nennleistung kann eine Abmagerung über eine Reduktion des Anfettungsbedarfs den Wirkungsgrad erheblich verbessern [Kratzsch u. a., 2011].

Wie auch die AGR wird die maximale Verdünnung mit Luft im homogenen Betrieb durch die Verbrennungsstabilität begrenzt. Die Brenndauer steigt durch die reduzierte laminare Brenngeschwindigkeit und der Zündverzug nimmt zu [Fricke, 2007].

Wegen intensivierter Flammenlöschung in kalten Zonen des Brennraums erhöht sich mit Annäherung an die Laufgrenze die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe. Moderne Ottomotoren mit hoher Ladungsbewegung erreichen homogen maximale Luft-Kraftstoff-Verhältnisse von 1,5 bis 1,7.

Für eine Ausweitung der Verdünnungsgrenze mit Luft und Abgas sind verschiedene Maßnahmen Gegenstand der aktuellen Forschung. Eine wichtige Komponente stellt das Zündsystem dar. Neben der konventionellen Transistor-Spulenzündung mit hoher Zündenergie stehen diverse Systeme im Fokus der Untersuchungen [Graf und Lauer, 2011]. Es werden z. B. Systeme mit gespülten Kammerkerzen [Pischinger u. a., 2002], [Attard u. a., 2011], Corona-Zündung [Freen, 2005], [Bellenoue, 2007], Mikrowellen-Zündung [Kettner u. a., 2006], [Hirsch und Gallatz, 2009], [Nishiyama und Ikeda, 2012] oder Laser-Zündung [Kopecek, 2004], [Weinrotter, 2006], [Brügge-mann und Hüttel, 2009], [Gross, 2010] unterschieden.

Die Verträglichkeit gegenüber Verdünnung lässt sich des Weiteren durch eine Anreicherung des Arbeitsgases mit Wasserstoff [Beister und Smalig, 2005], [Bunsen u. a., 2007] oder eine katalytische Beschichtung des Brennraumes [Haenel u. a., 2012] erreichen.

Die Wirksamkeit der einzelnen Maßnahmen ist begrenzt und hebt die motorisch ermittelte Stabilitätsgrenze je nach untersuchten Betriebspunkten und Referenzsystemen um 0,1 bis 0,4 Einheiten auf Werte von bis zu 2 an.

Die stärkste globale Abmagerung lässt sich durch eine Ladungsschichtung erreichen. Hierbei wird eine Gemischwolke erzeugt, deren Luft-Kraftstoff-Verhältnis deutlich unterhalb des globalen Wertes – idealerweise nahe stöchiometrischer Bedingungen – liegt. Hierdurch lassen sich globale Luft-Kraftstoff-Verhältnisse von über 5 erreichen [Kratzsch u. a., 2011]. Die Gewährleistung einer sicheren Entflammung der Gemischwolke stellt hohe Anforderungen an das Zündsystem sowie die Einspritzstrategie [Otte, 2005], [Kufferath u. a., 2009], [Lückert u. a., 2011]. Die lokale Gemischzusammensetzung führt zu lokal hohen Temperaturen mit einer verstärkten Bildung von Stickoxiden und Ruß.

Auswirkung auf die Stickoxid-Emissionen

Die Absenkung der Prozesstemperaturen wirkt, wie für die Abgasrückführung beschrieben, der thermischen NO-Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus entgegen. Bei einer globalen Abmagerung steigen die Anforderungen an das Abgasnachbehandlungssystem. Eine Oxidation von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen bei gleichzeitiger Reduktion der Stickoxide mit einem 3-Wege-Katalysator (KAT) ist infolge des Sauerstoffüberschusses nicht möglich. Die Umsetzung von CO und HC kann weiterhin mithilfe eines Oxidations-Katalysators erfolgen. Zur Senkung der Stickoxid-Emissionen hingegen haben sich in den letzten Jahren zwei verschiedene Systeme am Markt etabliert:

1. NO_x-Speicherkatalysatoren, welche die Stickoxide im mageren Betrieb einspeichern und bei Erreichen der Speichergrenze mithilfe eines unterstöchiometrischen Motorbetriebs regeneriert werden. Der fette Motorbetrieb geht mit einer Verschlechterung des Wirkungsgrades einher und ist daher verbrauchsrelevant.
2. Kontinuierlich arbeitende DeNO_x-Katalysatoren, die unter Zuhilfenahme eines Zusatzstoffes die Stickoxide durch eine selektive katalytische Reduktion⁶ in molekularen Stickstoff umsetzen. Als Reduktionsmittel kann z. B. Ammoniak in Form einer wässrigen Harnstofflösung zum Einsatz kommen.

2.6 Spätes und frühes Einlassschließen

Die quantitative Laststeuerung beim homogenen ottomotorischen Brennverfahren ist bei klassischer Drosselregelung mit hohen Ladungswechselverlusten verbunden. Die gefangene Luftmasse lässt sich alternativ über den Zeitpunkt des Einlassschließens (ES) beeinflussen. Die Reduktion der Luftmasse nach der Ansaugphase ist sowohl durch ein Schließen der Einlassventile vor (Frühes Einlassschließen – FES) als auch nach (Spätes Einlassschließen – SES) unterem Totpunkt möglich. Aufgrund der Relevanz für diese Arbeit wird anhand von [Abb. 2.22](#) der Einfluss auf den Arbeitsprozess lediglich für das späte Einlassschließen erläutert.

Unter Annahme einer konstanten Zylindermasse und Wärmezufuhr im oberen Totpunkt ergibt sich für den idealen Gleichraumprozess mit idealer Ladungswechselschleife der auf der linken Seite dargestellte Druckverlauf. Soll mit SES dieselbe Zylindermasse bzw. derselbe Verdichtungsdruck erreicht werden, muss der Saugrohrdruck angehoben werden. Durch die später beginnende

⁶Engl.: Selective Catalytic Reduction – SCR

Verdichtung verringert sich die Hochdruckarbeit um den Kompressionsverlust. Der Ladungswechselverlust reduziert sich hingegen signifikant, was zu einer Abnahme der Ladungswechselarbeit führt. In Summe resultiert eine Erhöhung der gesamten Nutzarbeit und infolge dessen – bei konstanter zugeführter Wärme – eine Erhöhung des Wirkungsgrades.

Ein weiterer Vorteil des SES ist auf der rechten Seite der Abbildung dargestellt. Unter Annahme einer gleich bleibenden Starttemperatur verringert sich die Kompressionsendtemperatur und damit die gesamten Prozesstemperaturen. Dies kann, wie in [He u. a., 2008] am Dieselmotor gezeigt, zur Reduktion der Stickoxid-Emissionen oder zur Reduktion der Klopfneigung und zu früheren Schwerpunktlagen am Ottomotor eingesetzt werden.

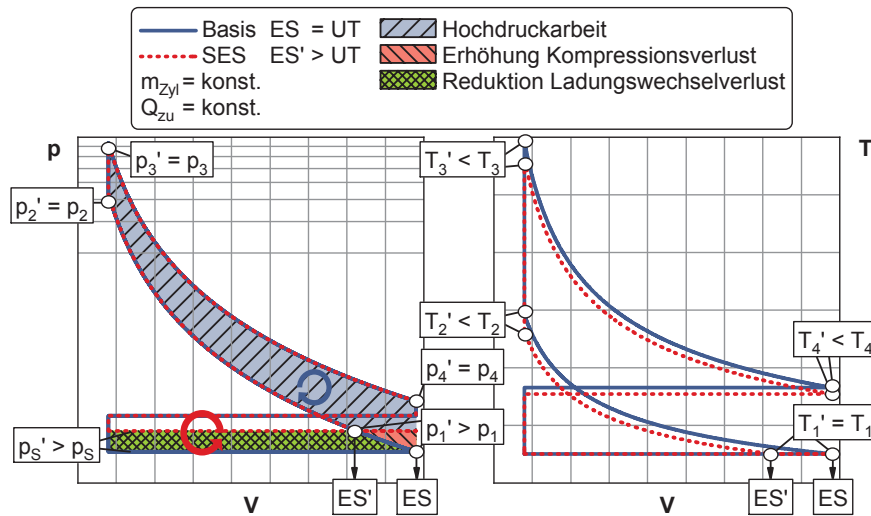


Abbildung 2.22: Einfluss des späten Einlassschließens auf Druck- und Temperaturverlauf im idealen Gleichraumprozess

Um die Prozesstemperaturen absenken zu können, ist es notwendig, die Starttemperatur zu Verdichtungsbeginn konstant zu halten. Im aufgeladenen Betrieb muss der stärkere Temperaturanstieg bei der externen Verdichtung der Ladeluft durch eine erhöhte Kühlleistung des Ladeluftkühlers ausgeglichen werden. Sowohl die entdrosselnde Wirkung als auch die Verbesserung des Hochdruckprozesses führt zu Wirkungsgradpotenzialen, die je nach Versuchsträger und ausgeführter Ventil-Strategie unterschiedlich ausfallen [Gherghiu, 2010], [Killmann, 2010], [Schmuck-Soldan u. a., 2012]. Zur optimalen Nutzung dieser Potenziale ist eine Erweiterung der Variabilitäten im Ventiltrieb sinnvoll. In der Literatur werden diverse Systeme zur teil- oder vollvariablen Ventilsteuerung beschrieben [Alt, 2006], [Schneider und Lettmann, 2007], [Martin, 2009], [Flierl u. a., 2009], [Wieske u. a., 2009a], [Kirsten, 2011], [Wang u. a., 2012].

Das prinzipielle Verhalten des frühen Einlassschließens ist mit dem des späten Einlassschließens vergleichbar. Nach Schließen des Einlassventils wird die gefangene Ladungsmasse bis zum Erreichen des unteren Totpunktes expandiert, was zu einer Abkühlung führt. Anschließend wird das Gemisch wieder verdichtet. Idealisiert steigt dabei die Temperatur auf das Ausgangsniveau an, bis die eigentliche Kompression beginnt. Theoretisch hat das FES gegenüber dem SES den Vorteil der geringeren Strömungsverluste während des Ladungswechsels, weil die Zylinder-masse nicht in den Brennraum und danach wieder hinaus strömen muss. Die Temperaturabsenkung nach ES durch die Expansion kann jedoch ein Kondensieren von bereits verdampftem Kraftstoff bewirken. Ferner veranlasst der Wärmeeintrag in das Arbeitsgas aufgrund des höheren Temperaturgefälles

theoretisch auch etwas höhere Verdichtungsendtemperaturen. In der realen motorischen Anwendung wie in [Hettinger, 2012a] ergeben sich für das FES außerdem längere Brenndauern, was auf die in [Schutting u. a., 2007] gezeigte geringere turbulente kinetische Energie durch Expansion der Zylinderladung nach ES zurückzuführen ist. Dieser Zusammenhang wird in [Zaccardi u. a., 2009] bestätigt.

Kapitel 3

Verwendete Versuchsträger, Messtechnik und Auswertealgorithmen

Der objektive und detaillierte Vergleich der wirkungsgradsteigernden Maßnahmen soll sowohl anhand von experimentellen Untersuchungen als auch mittels Simulation (SIM) erreicht werden. Für den gesuchten Vergleich werden verschiedene Werkzeuge und Versuchsträger genutzt, die im Folgenden näher erläutert werden. Neben der Untersuchung am Einzylindermotor und in der Simulation werden ausgewählte Maßnahmen ebenfalls am Vollmotor umgesetzt. Dieses Zusammenspiel ist in [Abb. 3.1](#) dargestellt.

Der Einzylinder eignet sich in besonderem Maße für eine Durchführung von Grundlagenuntersuchungen: zum Einen wegen der hohen Flexibilität beim Einsatz unterschiedlichster Komponenten⁷, wie z. B. diverser Kolben zur Verdichtungsvariation oder verschiedener Zündspulen, zum Anderen aufgrund der sehr guten Reproduzierbarkeit durch eine vollständige Konditionierung. Bedeutend ist hierbei die Unabhängigkeit von einem seriennahen Aufladesystem, da der benötigte Ladedruck durch die Prüfstandsumgebung bereitgestellt wird. Saugrohrdruck und Gegendruck können somit über separate Regelungen in beliebiger Kombination eingestellt werden. Diese Freiheit erfordert allerdings Kenntnisse über die realistischen Verhältnisse, insbesondere des Gegendrucks. Abgeleitet werden können diese Randbedingungen aus den Vollmotormessungen. Teilweise werden die am Einzylinder gewonnenen Kenntnisse am Vollmotorprüfstand umgesetzt, um deren Realisierbarkeit in Kombination mit einer Abgasturboaufladung und unter realen Bedingungen – wie einer Beeinflussung der einzelnen Zylinder untereinander etc. – zu überprüfen. Der Vollmotor ist aufgrund der Möglichkeit von automatisierten Dauerläufen neben der Bewertung des Aufladesystems vor allem für die Vermessung hoher Anzahlen an Betriebspunkten geeignet. Dies ist für eine Parameteroptimierung zur Bedatung der seriennahen Motorsteuerung unerlässlich und erlaubt die Applikation des gesamten Betriebsbereiches, welche für das Demonstratorfahrzeug notwendig ist.

Der Demonstrator macht die Auswirkungen des Extrem-Downsizings im realen Fahrbetrieb erlebbar. In Belangen der Fahrdynamik spielt das subjektive Empfinden des jeweiligen Fahrers in der Bewertung verschiedener Maßnahmen (z. B. einer Drehmomentunterstützung zur Kompensation des Ansprechverhaltens des Abgasturboladers) eine erhebliche Rolle. Des Weiteren können mit dem Fahrzeug die zertifizierungsrelevanten Verbrauchs- und Emissionswerte auf dem

⁷Für die Durchführung der Kolben- und Nockenwellenwechsel sowie zahlreicher weiterer Umbauten am Einzylinderprüfstand gilt Herrn Jürgen Etzel besonderer Dank.

Rollenprüfstand sowie die Verbrauchswerte im realen Verkehr ermittelt werden. Im Rahmen dieser Arbeit dienen die Demonstratormessungen lediglich der Überprüfung der Ergebnisse der Zyklussimulationen mit Einzylinder- und Vollmotorkennfeldern in der Basisauslegung des Versuchsmotors. Die Untersuchungen an Einzylinder- und Vollmotorprüfstand werden stets mittels 1d-Strömungssimulation begleitet. Die verwendeten Modelle werden anhand der Messdaten abgeglichen und genutzt, um Auslegungen, z. B. von geänderten Ventilsteuerzeiten für die jeweiligen Versuchsträger durchzuführen. Gleichzeitig lassen sich aus der Simulation Kennfelder für Motor-konfigurationen und Maßnahmen erzeugen, deren Umsetzung am Prüfstand zu aufwändig wäre. Sie können in einer Zyklussimulation als Eingangsgröße dienen, um die jeweiligen wirkungsgradsteigernden Maßnahmen zu bewerten. Dies ist allerdings nur für die Modellierung des Vollmotors sinnvoll.

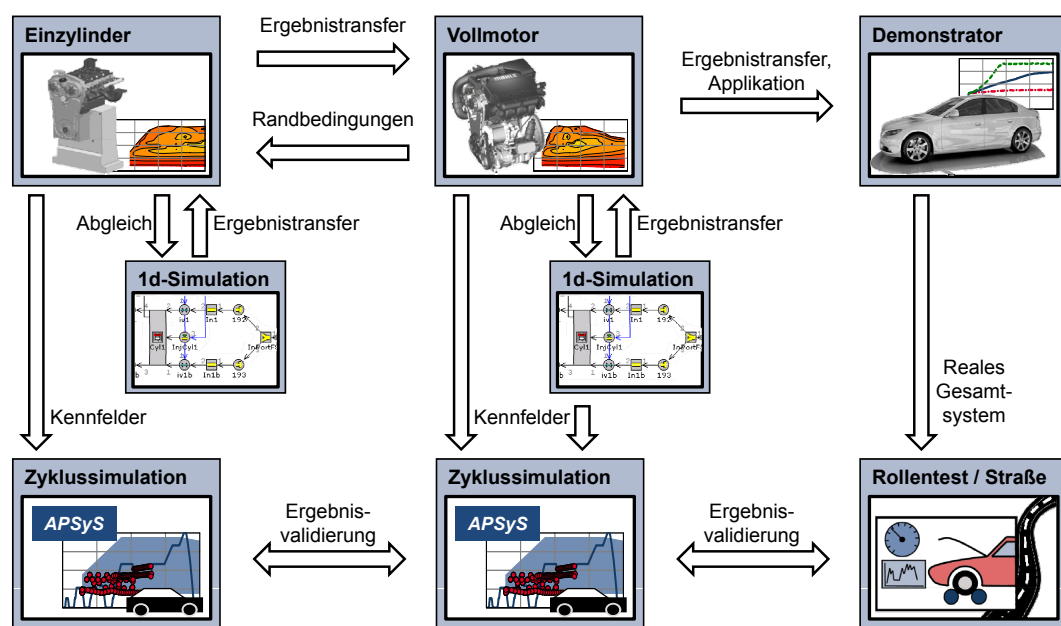


Abbildung 3.1: Zusammenspiel der zur Verfügung stehenden Versuchsträger und Auswertewerkzeuge

3.1 Hochaufgeladener Extrem-Downsizing-Ottomotor

Für diese Arbeit stehen ein Einzylindermotor⁸ und ein Vollmotor basierend auf dem 1,2l Viertakt-Ottomotor der Firma *MAHLE Powertrain Ltd.* zur Verfügung (siehe hierzu auch [Korte u. a., 2008a], [Korte u. a., 2008b], [Korte u. a., 2010a] sowie [Korte u. a., 2010b]). Der Einzylinder besteht aus einem Vollmotorkopf, bei dem nur der mittlere der drei Zylinder betrieben wird. Die Zylinderlaufbuchse sowie der Kurbel- und der Kettentrieb sind speziell auf einen *Hydra* Einzylindermotorblock der Firma *RICARDO PLC* adaptiert. Die geometrischen Verhältnisse von Brennraum und Zylinderkopf sind für den Einzylindermotor dieselben wie für den Vollmotor. Dessen wichtigste Kenndaten sind in Tabelle 3.1 angegeben. Der Vollmotor verfügt über eine einstufige Abgasturboaufladung mit Wastegateregelung von *Bosch Mahle Turbo Systems (BMTS)*. Des Weiteren ist er mit einem Phasensteller an Ein- und Auslassnockenwelle ausgerüstet. Diese

⁸Dank gilt den Herren Thorsten Heidinger und Andreas Eckert für die Unterstützung bei der Betreuung des Einzylinderprüfstandes, insbesondere in Fragen der Messtechnik.

erlauben u. a. das Einstellen hoher Spülraten, um bereits bei niedrigen Drehzahlen die hohen effektiven Mitteldrücke von 30 bar darstellen zu können.

Der Motor wird als Extrem-Downsizing Konzept bezeichnet, da seine Leistungs- und Drehmomentcharakteristik trotz des geringen Hubraums für den Einsatz in einem Pkw der Mittelklasse ausgelegt ist. Ferner verfügt er über eine Direkteinspritzung mit zentraler Injektoreinbaulage.

Während der Vollmotorprüfstand lediglich über eine Konditionierung der Kraftstoff-, Öl- und Wassertemperatur sowie eine Regelung der Temperatur nach Ladeluftkühler verfügt, werden am Einzylinderprüfstand zusätzlich die Raumtemperatur sowie die Feuchte der Verbrennungsluft geregelt. In Kombination mit der Abgasgegendruckregelung ist somit weitestgehend eine Entkopplung vom Umgebungsdruck möglich.

Tabelle 3.1: Kenndaten des verwendeten Vollmotors

| | MAHLE 1,21 |
|--|--------------------------------|
| Hubraum [cm³] | 1197 |
| Zylinderzahl [-] | 3 |
| Max. effektiver Mitteldruck [bar] | 30 |
| Max. Drehmoment [Nm] | 286 |
| bei Drehzahl [min⁻¹] | 1700 - 3500 |
| Nennleistung [kW] | 120 |
| bei Drehzahl [min⁻¹] | 5800 |
| Verdichtungsverhältnis [-] | 9,25 |
| Aufladung | BMTS einstufig |
| Gemischaufbereitung | Bosch HDEV5.2 (200 bar) 7-Loch |
| Motorsteuerung | Bosch Motronic MED17 |
| Hub [mm] | 73,9 |
| Bohrung [mm] | 83 |
| Pleuellänge [mm] | 123,2 |
| Zylinderabstand [mm] | 91 |
| Hauptlagerdurchmesser [mm] | 48 |
| Pleuellagerdurchmesser [mm] | 48 |

Zündsystem

Beide Motoren besitzen eine konventionelle Hochspannungstransistorspulenzündung mit einer M10 Hakenzündkerze. Der Elektrodenabstand beträgt in der Basisauslegung 0,6 mm. Dieser wird allerdings im Rahmen der durchgeführten Arbeiten am Einzylindermotor variiert, um den Einfluss auf den Zündspannungsbedarf zu quantifizieren. In ihren Zündsystemen unterscheiden sie sich in erster Linie durch die verwendeten Zündspulen. Während der Vollmotor in der Basiskonfiguration mit 100 mJ Spulen mit einem maximalen Zündspannungsangebot von 30 kV ausgestattet ist, werden die Untersuchungen am Einzylinder mit einer 140 mJ/40 kV Spule durchgeführt. Die Messung der Sekundärspannung des Zündsystems erfordert aufgrund der hohen Spannungsanstiegsgradienten beim Funkendurchschlag sehr hohe Abtastraten. Daher wird die Zündspannung mittels Hochspannungstastkopf parallel zur Zündkerze abgegriffen und mit einem *TransCom* Transienten-Recorder der Firma *MF Instruments GmbH* mit einer Abtastrate von 20 MHz aufgezeichnet.

Indiziersystem

Die Motoren verfügen über eine vollständige Indizierung in Brennraum, Einlass- (EK) und Auslasskanal (AK). Die Indiziersignale werden an beiden Prüfständen über die Software *IndiCom* sowie einen *IndiMaster Advanced* der Firma *AVL List GmbH* aufgezeichnet. Die Zuordnung zur Kurbelwellenstellung erfolgt mittels optischer Winkelmarkengeber *AVL 365C*.

Die Hochdruckindizierung wird über gekühlte *6061B* Sensoren und die Niederdruckindizierung über *4045A10* Sensoren der *Kistler Holding AG* realisiert. Die Niederdrucksensorik ist im Abgastrakt ebenfalls gekühlt ausgeführt und mit Umschaltadaptoren zur thermischen Entkopplung ausgestattet. Der Sensor im Einlasstrakt wird nur am Einzylinderprüfstand aktiv gekühlt, da hier auch Untersuchungen mit erhöhter Ansauglufttemperatur und ungekühlter Abgasrückführung bei hohen Lasten durchgeführt werden.

Weitere Messtechnik

Als Leistungsbremse dient eine aktive pendelnd gelagerte *DynoExact APA* Belastungseinrichtung der *AVL List GmbH*. Diese erlaubt durch eine motorische und generatorische Nutzung sowohl den geschleppten als auch den gefeuerten Betrieb des Versuchsträgers bei gleichzeitiger Messung des Drehmoments. Im Falle des Einzylindermotors ist die Bremse hydrostatisch gelagert.

Die Erfassung der Temperaturen erfolgt am Prüfstand über Nickel-Chrom-Nickel-Thermoelemente. Weitere Drücke werden über *4045A* Sensoren der *Kistler Holding AG* mit verschiedenen Druckbereichen gemessen.

Der Kraftstoffverbrauch wird volumetrisch mittels PLU-Verdrängerzähler (PLU 401/121)⁹ ebenfalls über ein Messsystem der *AVL List GmbH* ermittelt. Über eine exakte Temperaturkonditionierung des Kraftstoffes und einen integrierten Dichtesensor kann daraus der gravimetrische Verbrauch berechnet werden. Eine Plausibilisierung der Verbrauchswerte findet am Einzylinder mithilfe einer Bilanzierung des Kohlenstoffes in den gemessenen Abgasemissionen sowie in einigen Untersuchungen über ein PLU 131 Shot-to-Shot Messgerät (PLU 131 STS) statt.

Die Abgasemissionen werden an beiden Prüfständen über *MEXA 7100D* Messsysteme des Herstellers *HORIBA Ltd.* erfasst. Dieses bestimmt die Konzentration von unverbrannten Kohlenwasserstoffen, Kohlenmonoxid, Stickoxiden und Kohlendioxid und erlaubt somit eine Berechnung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses nach [Brettschneider, 1979]. Die Kohlendioxid-Konzentration im Abgas dient unter anderem dazu, die Abgasrückführrate zu berechnen. Zu diesem Zweck wird mittels einer Anlage der *AMLUK GmbH* parallel im Saugrohr die CO₂-Konzentration gemessen und unter Berücksichtigung des CO₂-Gehalts der Ansaugluft die AGR-Rate berechnet. Die Ruß-Emissionen werden als Schwärzung von einem beheizten *AVL 415* Rußmessgerät erfasst.

Zusätzlich zu dieser Standardmesstechnik steht für einen Teil der Untersuchungen am Einzylinder ein *HFR500* Messgerät mit schneller Flammen-Ionisations-Detektion des Herstellers *Combustion Ltd.* zur Verfügung (FFID), welches die zyklusaufgelöste Detektion der HC-Emissionskonzentration erlaubt. Die kurbelwinkelbasierte Erfassung der Messdaten des FFID übernimmt das bereits beschriebene Indiziersystem.

⁹Ableitung der Bezeichnung PLU von ursprünglichem Entwickler des Messprinzips *Pierburg Luftgeräte Union*

3.2 Demonstratorfahrzeug

Das Versuchs- oder Demonstratorfahrzeug ist ein Pkw der Mittelklasse, in den der beschriebene Extrem-Downsizing-Ottomotor quer eingebaut ist. Die in [Tabelle 3.2](#) angegebenen Kenndaten sind als Eingangsgrößen für die später angesprochene Zyklussimulation von hoher Bedeutung. Der Motor verfügt im Fahrzeug wie auch am Vollmotorprüfstand über einen Wasser-Luft-Ladeluftkühler. Die seriennahe Applikation der Motorsteuerung erlaubt eine Einhaltung der Euro 5 Grenzwerte.

Im Verlauf weiterer Arbeiten parallel zu dieser wird der Demonstrator neben der installierten Sondermesstechnik mit weiteren Komponenten ausgestattet, sodass eine Erhöhung der Gesamtmasse für Vergleichsrechnungen mit real auf der Straße vermessenen Verbräuchen Beachtung finden muss.

Wie bereits erwähnt eignet sich das Fahrzeug insbesondere für eine Bewertung der Fahrbarkeit bei den ausgeführten hohen Auflade- und Downsizing-Graden des Versuchsmotors. Vorliegende Arbeit ist Teil eines Projektes, das u. a. auch die Eignung weiterer Maßnahmen zur Unterstützung des transienten Drehmomentaufbaus und damit eine zusätzliche Erhöhung der Fahrdynamik untersucht. In diesem Zusammenhang wird der Versuchsträger mit einem 48 V-Batteriesystem und einer minimalen Hybridisierung über einen 8 kW Riemen-Starter-Generator¹⁰ ausgerüstet. Für diese Arbeit ist an späterer Stelle lediglich das zusätzlich zur Verfügung gestellte Drehmoment des BRS für die Auslegung des Brennverfahrens des Vollmotors relevant, weshalb auf die übrige Auslegung und die Betriebsstrategie hier nicht näher eingegangen wird.

Tabelle 3.2: Kenndaten des verwendeten Fahrzeugs

| | MAHLE 1,21 |
|---|-------------------|
| Fahrzeugmasse (Basis) [kg] | 1470 |
| Rollwiderstandbeiwert [-] | 0,0103 |
| Luftwiderstandsbeiwert [-] | 0,275 |
| Stirnfläche [m²] | 2,26 |
| Ganganzahl Getriebe [-] | 6 |
| Übersetzung Hinterachsgetriebe [-] | 3,639 |
| Getriebewirkungsgrad [%] | 98 |

3.3 Vorgehen bei den experimentellen Untersuchungen

In diesem Abschnitt folgen einige Besonderheiten im Zusammenhang mit den Messungen an den Versuchsmotoren. Insbesondere das hohe Maß an Freiheitsgraden bei Untersuchungen an Einzylindermotoren hinsichtlich der Aufladung führt dazu, dass die Art der Vorgabe von Randbedingungen und deren Definition erhebliche Auswirkungen auf die erzielten Ergebnisse haben. Auch die Definition von Grenzwerten wie z. B. die der Verbrennungsstabilität oder der Klopfgrenze haben signifikanten Einfluss. In der Literatur wird oft auf die Angabe solcher Grenzwerte verzichtet. Dies ist so lange unproblematisch, wie der jeweilige Grenzwert innerhalb der darge-

¹⁰im Folgenden als BRS – Boost Recuperation System bezeichnet

stellten Untersuchungen konstant festgesetzt wird und nur ein relativer Vergleich der Ergebnisse durchgeführt wird. Der Vergleich mit Ergebnissen aus anderen Quellen wird hierdurch allerdings erheblich erschwert oder gar unmöglich.

3.3.1 Am Einzylindermotor vermessener Kennfeldbereich

Die hohe Flexibilität in der verfügbaren Messtechnik und Motorsteuerung in Kombination mit der fehlenden Dauerlauffähigkeit des verfügbaren Einzylinderversuchsträgers führt zu einer deutlich schlechteren Automatisierbarkeit der Versuchsdurchführung. Aus diesem Grund ist eine vollständige Vermessung des Motorkennfeldes nicht sinnvoll. Weitere Einschränkungen bestehen durch die von der Prüfstandskonditionierung maximal abzuführenden Wärmeströme. Insbesondere bezüglich der Raumluftkonditionierung führen die hohen spezifischen Leistungen des Extrem-Downsizing-Motors zu Problemen. Die maximal darstellbare indizierte Leistung wird etwa bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} und 30 bar indiziertem Mitteldruck, d. h. bei etwa 30 kW erreicht.

In Abb. 3.2 ist die Auswahl der am Einzylindermotor vermessenen Betriebspunkte wiedergegeben. Hierbei wird ein Hauptfokus auf den vom Versuchsdemonstrator genutzten Drehzahlbereich des Neuen Europäischen Fahrzyklus gesetzt, welcher sich in etwa von 1000 min^{-1} bis 2800 min^{-1} erstreckt. Es wird also eine maximale Drehzahl von 3000 min^{-1} gewählt. Der Lastbereich wird darüber hinaus zu höheren Lasten – bei 2000 min^{-1} und 3000 min^{-1} bis hin zur Volllast des Vollmotors – erweitert. Es werden zwei Referenzpunkte bei 2000 min^{-1} definiert, bei dem der erste bei niedriger Last im saugmotorischen und der zweite bei hoher Last im aufgeladenen Bereich liegt. Der hochlastige dient in erster Linie zur Bewertung verschiedener Maßnahmen in Bezug auf den Betrieb mit hohen Spülraten.

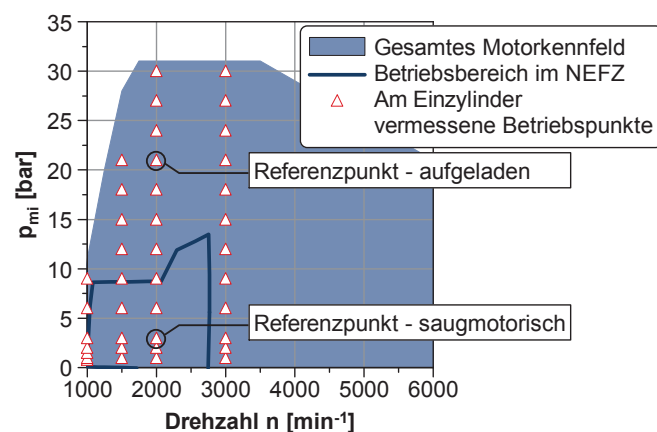


Abbildung 3.2: Ausgewählter Kennfeldbereich für die Untersuchungen am Einzylindermotor

Sowohl am Vollmotor als auch am Einzylinder werden für jeden Betriebspunkt 200 Arbeitsspiele aufgezeichnet und für die Bestimmung der Kenndaten der Verbrennung gemittelt. Am Einzylinder erfolgt die Messung eines jeden Betriebspunktes in der Regel dreimal hintereinander, sodass hier nochmals eine Mittelung erfolgen kann. Die Regelung des globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses erfolgt auch im Spülbetrieb stets auf den stöchiometrischen Wert.

3.3.2 Verwendeter Kraftstoff

Alle Untersuchungen werden mit Ottokraftstoff mit ROZ 98 (Super Plus) durchgeführt. Am Einzylindermotor wird die Anzahl der wegen begrenzter Lagerkapazitäten notwendigen Kraftstoffwechsel auf ein Minimum reduziert und bei jedem Einsatz eines neuen Kraftstoffes neben der Oktanzahl auch der Heizwert¹¹ sowie Kohlenstoff-, Wasserstoff- und Sauerstoffgehalt¹² bestimmt. Der Heizwert des Kraftstoffes ist nicht reglementiert. Er ergibt sich vielmehr je nach chemischer Zusammensetzung, welche nur durch eine Maximalvorgabe für einige Verbindungen oder Stoffklassen (z. B. Benzol, Ethanol oder Olefine, Aromate) in der Norm [DIN EN 228, 2000] reglementiert ist. Die Dichte des Kraftstoffes ist vorgegeben und darf nach dieser Norm für Super Plus bei 15 °C zwischen 720 und 775 kg/m³ liegen, was bereits einer Abweichung von bis zu 7,5 % entspricht. Die Dichte wird daher ebenfalls ermittelt¹³.

Dieses Vorgehen stellt eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse untereinander sicher. Daher wird im Folgenden in erster Linie der effektive oder indizierte Wirkungsgrad als Vergleichsgröße herangezogen, da dieser gegenüber spezifischen Verbräuchen den Heizwerteinfluss und somit auch den Dichteinfluss beinhaltet.

3.3.3 Einstellung des Gegendrucks am Einzylindermotor

Der Gegendruck, welcher sich für den Vollmotor wegen der Abgasturboaufladung ergibt, muss auch am Einzylindermotor berücksichtigt werden. Im saugmotorischen Bereich werden Lade- und Abgasgegendruck durch die vorhandene Regelung auf einen Sollwert von 1000 mbar eingeregelt. Dies erlaubt weitestgehend eine Entkopplung der Messergebnisse von den jeweiligen Umgebungsdrücken, die je nach Wetterlage bei 960 bis 990 mbar liegen. Im aufgeladenen Bereich ist die Ermittlung der Sollwerte für den Gegendruck weniger einfach. Durch das Fehlen der Abgaspulse der übrigen Zylinder und der auf den Vollmotor bezogen relativ großen Strömungsquerschnitte im Abgastrakt ergibt sich eine deutlich unterschiedliche Gasdynamik. Diese ist in [Abb. 3.3](#) anhand der indizierten Abgasdrücke nach dem Zylinderkopfaustritt nachzuvollziehen. Während sich am Vollmotor deutliche Druckspitzen auch für den Ausstoß der übrigen Zylinder (hier ist nur der Kurbelwinkelbereich von zwei Ausstößen dargestellt) ergeben, fallen diese beim Einzylinder geringer aus. In dem abgebildeten Betriebspunkt bei 2000 min⁻¹ und 30 bar indiziertem Mitteldruck erreichen die Spitzen am Vollmotor bis zu 5000 mbar.

Aus diesen Zusammenhängen resultieren verschiedene Möglichkeiten der Einstellung des Gegendruckniveaus am Einzylinder. Zwei dieser Möglichkeiten erscheinen dabei sinnvoll: Entweder wird derselbe mittlere Gegendruck wie am Vollmotor eingestellt, um eine weitestgehend vergleichbare Ladungswechselarbeit sicherzustellen, oder der mittlere Gegendruck während der Ventilüberschnittphase wird gleichgestellt, um vergleichbare Randbedingungen für den Hochdruckprozess zu schaffen. Die Sinnhaftigkeit der zweiten – im Weiteren als Variante A bezeichneten – Strategie wird im Folgenden näher erläutert.

¹¹nach ASTM D 240 mod.

¹²jeweils nach ASTM D 5291 mod.

¹³nach DIN EN ISO 12 185

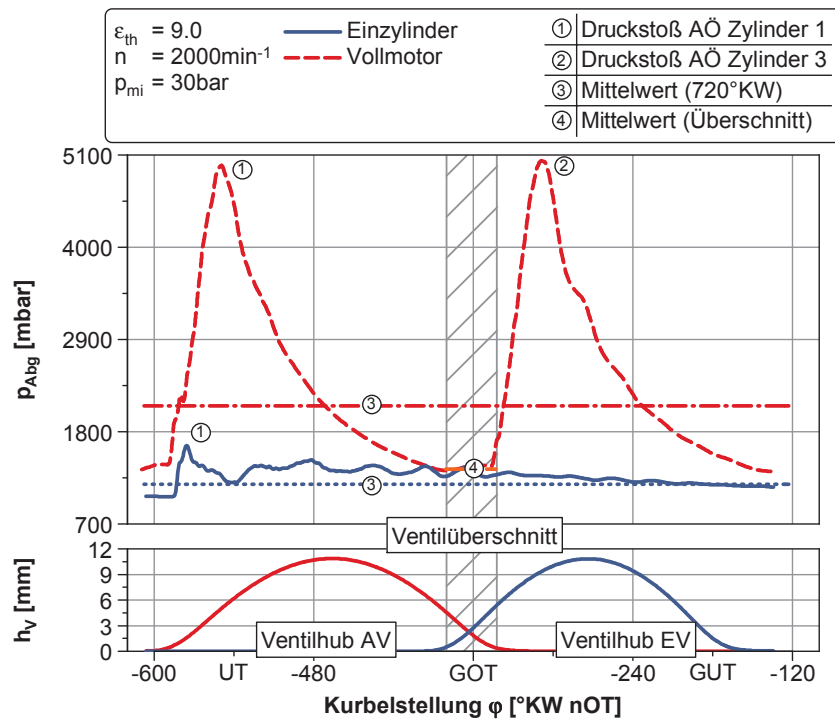


Abbildung 3.3: Vergleich der Gasdynamik im Abgastrakt für Voll- und Einzylindermotor zur Definition des Gegendruck-Sollwertes

Zu diesem Zweck werden die beiden Varianten anhand eines Lastschnitts bei 2000 min^{-1} und einem Punkt aus einer Gegendruckvariation bei 21 bar verglichen. Zunächst sind in [Abb. 3.4](#) der Saugrohrdruck sowie der mittlere Abgasgegendruck nach den beiden Definitionen für den Vollmotor und den Einzylinder dargestellt.

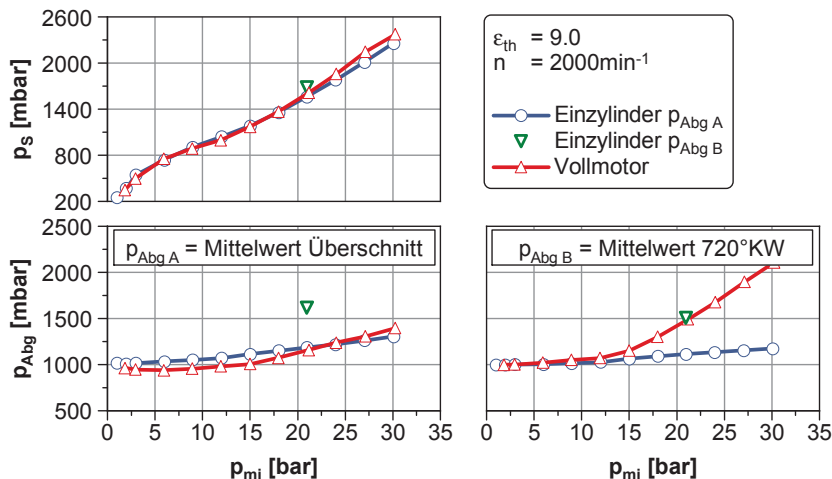


Abbildung 3.4: Vergleich von Saugrohr und Abgasgegendruck für Voll- und Einzylindermotor für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Über der Variation der Last wird der Gegendruck am Einzylinder nach Strategie A eingestellt, d. h. der mittlere Gegendruck wird während des Ventilüberschnitts im Rahmen der Möglichkeiten gleichgestellt. Aufgrund der hohen Dynamik steigt dieser bei hohen Lasten auch am Vollmotor nur moderat an. Wird der Gegendruck gemittelt über das gesamte Arbeitsspiel betrachtet, steigt er am Vollmotor massiv an und unterscheidet sich stark vom Druck während des Ventilüberschnitts. Für den Einzylinder ist der mittlere Gegendruck über das Arbeitsspiel sogar etwas geringer als der während des Ventilüberschnitts. Der einzelne dargestellte Punkt stellt die andere Strategie

dar (im Weiteren als Strategie B bezeichnet). Hier wird der Mittelwert des Gegendrucks über 720 °KW gleichgestellt, was zu signifikant erhöhten Gegendrücken während des Ventilüberschnitts führt. Bereits im zur Lasterreichung notwendigen Saugrohrdruck sind die höheren Abweichungen für die Sollwertstrategie B zu erkennen.

Deutlichere Unterschiede treten in der Schwerpunktlage auf. Wie [Abb. 3.5](#) zu entnehmen ist, fallen diese bei vergleichbaren maximalen Klopfamplituden am Einzylinder bei einer Einstellung des Gegendruckes nach Strategie B um beinahe 15 °KW später aus. Dies ist auf die verringerten Spülraten und somit beinahe verdoppelten internen Restgasraten durch den hohen Druck während des Ventilüberschnitts zurückzuführen. Der indizierte Mitteldruck während des Ladungswechsels ist dann zwar identisch, hat aber bei 30 bar indiziertem Mitteldruck nur noch einen sehr geringen Anteil. Die späten Schwerpunktlagen verschlechtern den Hochdruckwirkungsgrad massiv und sind für eine sinnvolle Weiterentwicklung des Brennverfahrens am Einzylinder unzulässig. Im Folgenden wird demnach stets der Gegendruck während des Ventilüberschnitts gleichgestellt, um die Bedingungen des Hochdruckprozesses des Vollmotors am Einzylinder möglichst exakt nachzubilden. Der Einfluss der Niederdruckschleife auf den Gesamtwirkungsgrad muss hierbei berücksichtigt werden, auch wenn dieser absolut betrachtet nur sehr gering ist. Für die im weiteren Verlauf dieser Arbeit auf Basis der Einzylindermessungen durchgeführten Zyklussimulationen hat die Strategie der Gegendruck-Sollwertvorgabe aufgrund der geringen Lasten keinen signifikanten Einfluss.

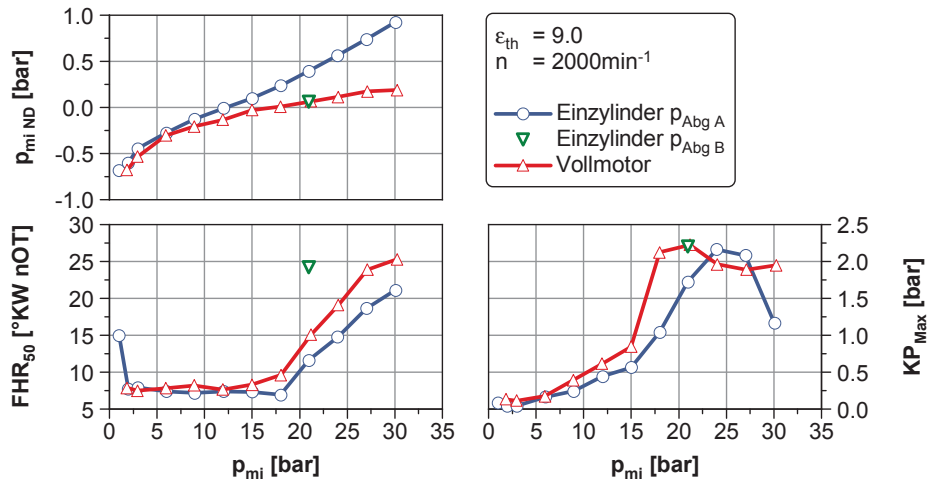


Abbildung 3.5: Vergleich von Schwerpunktlage und Klopfindex sowie indiziertem Mitteldruck in der Ladungswechselschleife für Voll- und Einzylindermotor bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die Sollwerte des Abgasgegendrucks werden nun für die Basiskonfiguration des Einzylindermotors wie bereits beschrieben anhand der Messdaten des Vollmotors ermittelt. Anschließend werden am Einzylindermotor jedoch unterschiedliche Untersuchungen durchgeführt, die eine Veränderung des Saugrohrdrucks zur Lasterreichung notwendig machen. Um der Rückwirkung auf das Aufladesystem Rechnung zu tragen, werden die Sollwerte für jede Last jeweils als feste Differenz vom jeweiligen Saugrohrdruck festgelegt und damit das Spülgefälle über den Motor konstant gehalten. Muss der notwendige Saugrohrdruck im Vergleich zur Basiskonfiguration beispielsweise infolge des Einsatzes von Abgasrückführung um 100 mbar erhöht werden, wird auch der Gegendruck um 100 mbar angehoben.

3.3.4 Definition der Klopfgrenze

Die Festlegung, ob ein Arbeitsspiel als klopfend oder nichtklopfend eingestuft wird, erfolgt am Prüfstand anhand des Klopfindex¹⁴, der in Echtzeit über das vorhandene Indiziersystem berechnet und zyklusindividuell aufgezeichnet wird. Zur Ermittlung des Klopfindex wird das 0,1 °KW aufgelöste Zylinderdrucksignal im Bereich von 4 bis 20 kHz Bandpass gefiltert und gleichgerichtet, um eine Trennung der Klopferschwingungen von dem eigentlichen Zylinderdruckverlauf zu erreichen, und anschließend die maximale Amplitude der Klopferschwingung ermittelt.

Als Grenzwert für den maximal zulässigen Klopfindex in bar wird in Anlehnung an die mit diesem Vorgehen in der Grundapplikation üblichen Werte ein Tausendstel der Motordrehzahl in Umdrehungen pro Minute definiert. Aufgrund der hohen stochastischen Schwankungen des Klopfindex von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel ist es für die Einstellung der Klopfgrenze am Prüfstand sinnvoll, einen Grenzwert für das Mittel des Klopfindex festzulegen. Hierbei ist erneut die Kennfeldmessung der seriennahen Applikation des Vollmotors hilfreich. Sofern nicht anders angegeben, wird der zulässige mittlere Klopfindex (KP) im Rahmen dieser Arbeit auf 0,4 bis 0,5 bar über die 200 aufgezeichneten Arbeitsspiele festgelegt. Unter gewissen Voraussetzungen, z. B. beim Betrieb mit hohen Luftüberschüssen und AGR-Raten bei hohen Lasten nahe der Laufgrenze, ergeben sich durch die hohe Instabilität der Verbrennung beträchtliche Schwankungsbreiten im zyklusindividuellen Klopfindex. In Einzelfällen ist dann eine Erreichung des mittleren Grenzwertes nicht mehr möglich, da die einzelnen Klopfamplituden zu hohe Werte erreichen würden.

Eine detaillierte Gegenüberstellung des hier verwendeten Klopfkriteriums und anderen üblichen Definitionen, z. B. nach [Worret, 2003] oder [Freier und von Kietzell, 2003] kann der Arbeit von [Hettinger, 2012a] entnommen werden.

3.3.5 Definition der Stabilitätsgrenze der Verbrennung

Die Stabilität der Verbrennung ist ein wichtiges Maß, um die Verträglichkeit des Brennverfahrens gegenüber einer Verdünnung mit Luft oder Abgas bewerten zu können. Auch die Spätverstellung des Verbrennungsschwerpunktes (z. B. zur Klopfvermeidung) wird durch die Stabilität der Verbrennung begrenzt.

Quantifiziert wird die Stabilität in dieser Arbeit über den indizierten Mitteldruck, der für 200 aufeinander folgende Verbrennungszyklen ermittelt wird. Anschließend wird die Standardabweichung berechnet und abschließend auf den Mittelwert bezogen, um den Einfluss des absoluten Lastpunktes einzubeziehen.

Als Stabilitätsgrenze wird eine relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes¹⁵ von 5 % festgelegt. Lediglich bei minimalen indizierten Lasten unterhalb von 2 bar darf dieser Grenzwert aufgrund der niedrigen absoluten Mitteldrücke überschritten werden. Hier greift eine weitere Definition der Laufgrenze, welche durch das erste Auftreten von Aussetzern beschrieben wird.

¹⁴auch Klopfindikator oder Klopfamplitude genannt

¹⁵im Weiteren auch als CoV bezeichnet

3.4 Beschreibung der verwendeten Auswerte- und Simulationsroutinen

Sowohl die Einzylinder- als auch die Vollmotoruntersuchungen werden jeweils durch eine thermodynamische Analyse und eine Motorsimulation begleitet. Erstere umfasst eine Ladungswechselanalyse in Kombination mit einer Druckverlaufsanalyse und erlaubt die Bestimmung zusätzlicher nicht direkt messbarer Daten, u. a. den gesamten Restgasgehalt, die Spülrate oder den Verbrennungsschwerpunkt. Die Datenerfassung und Auswertung erfolgt in der Regel anhand des in Abb. 3.6 dargestellten Schemas. Die Indizierdaten werden, wie bereits erwähnt, mit der Software *IndiCom* der *AVL List GmbH* aufgezeichnet. Die Messsteuerung und Erfassung weiterer Daten, z. B. der Temperaturen und statischen Drücke, des Verbrauchs oder der Abgaskonzentrationen sowie diverser Steuergerätegrößen, übernimmt die Bosch-eigene Software *Prodes*. Die gemessenen Indizierdaten werden anschließend offline einer thermodynamischen Analyse unterzogen, die mittels der Bosch-eigenen – im Rahmen der Arbeiten von [Kulzer, 2004] und [Lejsek, 2009] entwickelten – Analysesoftware *BeCAT* durchgeführt wird. Die Ergebnisse, insbesondere der Verlustteilung, können anschließend als Eingangsgröße für eine Zyklussimulation genutzt werden, welche anhand der in [Trzebiatowski u. a., 2010] beschriebenen auf *MATLAB*¹⁶ basierenden Simulationsumgebung *APSyS* erfolgt. Die visuelle Aufbereitung der Ergebnisse kann ausgehend von jedem einzelnen Auswerteschritt mithilfe von *UniPlot*¹⁷ realisiert werden.

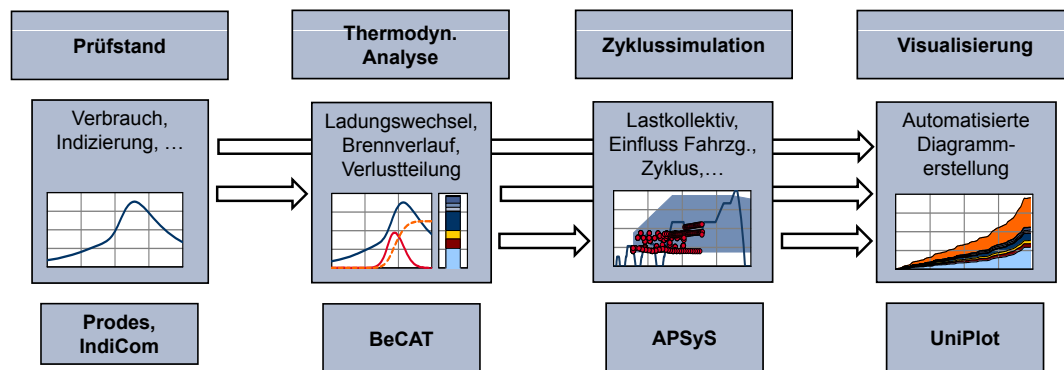


Abbildung 3.6: Auswertung der Messergebnisse

Die begleitende Motorsimulation mit der Simulationssoftware *GT-Power*¹⁸ erlaubt die einfache Variation von Komponentenparametern, deren tatsächliche Umsetzung am Prüfstand zu aufwändig wäre. Sie dient im weiteren Verlauf dieser Arbeit in erster Linie zur Auslegung des Verdichtungsverhältnisses sowie der Ventilsteuerzeiten, kann aber auch für die Bewertung anderer wirkungsgradsteigernder Maßnahmen genutzt werden.

Im Folgenden werden die verwendeten Analyse- und Simulationswerkzeuge hinsichtlich der getätigten Annahmen und Modellvorstellungen kurz erläutert.

¹⁶ein Produkt von *The MathWorks, Inc.*

¹⁷ein Produkt der *Uniplot Software GmbH*

¹⁸ein Produkt von *Gamma Technologies Inc.*

3.4.1 Thermodynamische Analyse

Die durch Indizierung gewonnenen Daten für den Zylinderdruckverlauf werden über eine null-dimensionale Modellierung ausgewertet. Ziel ist die Berechnung der zeitlichen Umwandlung von chemisch gebundener Energie im Brennraum in Wärme. Mit diesem sogenannten Brennverlauf lassen sich wichtige Kenngrößen der Verbrennung wie die Verbrennungsschwerpunktlage oder die Brenndauer ermitteln. Die Berechnung der Wärmefreisetzung basiert dabei auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik, der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase und der Massenbilanzierung sowie der Annahme diverser Vereinfachungen.

Die Nulllinienkorrektur des piezoelektrisch erfassten Zylinderdrucksignals erfolgt zunächst über ein thermodynamisches Verfahren mit festem Polytropenexponenten von 1,32 für den gemisch-verdichtenden Ottomotor. Innerhalb der Hochdruckprozessrechnung wird anschließend eine weitere Korrektur mittels Summenbrennverlaufskriterium durchgeführt. Der obere Totpunkt wird zunächst einmalig mithilfe eines OT-Sensors für den Versuchsträger bestimmt und der thermodynamische Verlustwinkel identifiziert. Dieser wird während der Untersuchungen in regelmäßigen Abständen und nach Umbaumaßnahmen genutzt, um im Schleppbetrieb die Zuordnung von Kurbelwellensensor zu oberem Totpunkt zu überprüfen.

Die Startbedingungen der Hochdruckprozessrechnung werden durch eine Ladungswechselanalyse (LWA) bestimmt. Hierbei wird anhand der gemessenen Druckverläufe im Zylinder sowie Ein- und Auslasskrümmer unter Zuhilfenahme der Ventilsteuerzeiten und -geometrien sowie derer Durchflusskoeffizienten eine Berechnung der Ventilmassenströme vorgenommen. Deren Bilanzierung erlaubt z. B. eine Angabe der Zusammensetzung der Zylinderladung – insbesondere des Restgasgehalts – oder der Spülrate.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die verwendete Analysesoftware *BeCAT* weiterentwickelt, indem z. B. die Ladungswechselanalyse um ein Mischungsmodell ergänzt wird, welches den besonderen Anforderungen bei einer Kombination von Spülbetrieb und spätem Einlassschließen Rechnung trägt. Des Weiteren wird die energetische Bilanzierung der Hochdruckprozessrechnung für diese Anforderungen und den Betrieb mit Abgasrückführung optimiert.

Zu den bereits angesprochenen Annahmen für die Hochdruckrechnung zählt in dieser Arbeit die ausschließliche Verwendung einer einzigen homogenen Zone idealer Gase im Brennraum. Eine solche einzonige Berechnung ist für luftansaugende Motoren nach [Pischinger u. a., 2009] sinnvoll. Die Modellierung des Wandwärmeübergangs erfolgt nach dem Ansatz von [Woschni und Fieger, 1981] mit einer festen Wandtemperatur von 180 °C. Die kalorischen Zustandsgrößen des Arbeitsgases werden auf Basis der von [Grill, 2006] gewonnenen Erkenntnisse bestimmt. Der Leckagemassenstrom wird als isentrope reibungsfreie Strömung nach der Durchflussgleichung ermittelt. Die effektive Leckagefläche wird dabei nach [Merzbach, 1988] in Abhängigkeit des Bohrungsdurchmessers mit einem festen Leckagefaktor berechnet.

Auf die Darstellung des ersten Hauptsatzes wird an dieser Stelle verzichtet und stattdessen auf die einschlägige Literatur [Merker und Schwarz, 2009] oder [List, 2008] verwiesen. Die Integration des

Brennverlaufs ermöglicht die Quantifizierung der gesamten im Brennraum freigesetzten Wärme. Ein Vergleich dieser mit der insgesamt zugeführten Kraftstoffenergie ermöglicht unter Berücksichtigung der Emissionen eine Aussage über die Güte der Druckverlaufsanalyse. Aufgrund der späteren Anpassung für den Betrieb mit Abgasrückführung wird die Ausgangsdefinition für die Berechnung dieser sogenannten Energiebilanz der Druckverlaufsanalyse hier wie folgt angegeben:

$$\eta_{Br} = \frac{Q_{Br}}{Q_{Kra} - Q_{HCCO}} \quad (3.1)$$

Dabei ist neben der Kenntnis der eingebrachten Kraftstoffmasse der Heizwert des verwendeten Kraftstoffes von hoher Bedeutung.

Die Berechnung der thermodynamischen Verlustteilung nach [Weberbauer u. a., 2005] analog zur Beschreibung in Abschnitt 2.2 erfolgt im Anschluss an die Druckverlaufsanalyse mit *BeCAT*.

3.4.2 Motorsimulation

Neben der reinen Analyse der Messdaten der Versuchsmotoren kommen diverse Motormodelle zum Einsatz, welche wiederum aus verschiedenen Einzelmodellen bestehen, die im Weiteren kurz beschrieben werden.

1d-Strömungssimulation

Der Luft- und Abgastrakt wird aus mehreren einfachen Komponenten wie Rohrelementen und Drosselstellen zusammengesetzt, in denen die Gasdynamik eindimensional berechnet wird. Über die Ventilhubkurven und Durchflusskoeffizienten der Gaswechselorgane wird der Ladungswechselprozess abgebildet und somit die Startbedingungen hinsichtlich Zylinderladungszusammensetzung und Druck für die Arbeitsprozessrechnung im Zylinder zur Verfügung gestellt. Die Abbildung des Abgasturboladers erfolgt im Vollmotormodell über am Heißgasprüfstand ermittelte Kennfelder.

Modellierung des Verbrennungsprozesses

Die ottomotorische Verbrennung wird über das in der Simulationsumgebung integrierte quasidimensionale Entrainmentmodell basierend auf den Arbeiten von [Blizard und Keck, 1974], [Tabaczynski u. a., 1977], [Hires u. a., 1978] und [Morel u. a., 1988] abgebildet. Das Entrainmentmodell beschreibt die Ausbreitung der Flammenfront innerhalb des Brennraums vom verbrannten in das unverbrannte Gas über eine Kombination aus laminarer und turbulenter Flammengeschwindigkeit. Die Flammenfront selbst tritt nicht als eigenständige Zone in Erscheinung, sodass es sich bei diesem Ansatz um ein zweizoniges Modell handelt, bei dem die Brennraumgeometrie, der Zündzeitpunkt (ZZP), die Ladungsbewegung, die Gemischzusammensetzung sowie die Kraftstoffeigenschaften berücksichtigt werden. Eine detaillierte Beschreibung sowohl des verwendeten Modells als auch der für den Einzylinder genutzten Parametrierung kann der Diplomarbeit von [Thole, 2011] entnommen werden.

Modellierung des Klopfverhaltens

Zur Vorhersage der klopfbedingt frühestens möglichen Verbrennungsschwerpunktlage des Motors stehen verschiedene Modellansätze zur Verfügung. Aufgrund des erheblich geringeren Rechenaufwandes und der nach [Schmid u. a., 2011] und [Wiegand, 2009] ausreichenden Genauigkeit der Klopfvorhersage wird in dieser Arbeit anstelle von reaktionskinetischen Ansätzen auf ein empirisches Klopfmodell zurückgegriffen. Dieses basiert auf der Berechnung eines integralen Zündverzugs aus einem Arrhenius-Ansatz nach den Arbeiten von [Franzke, 1981] und [Worret, 2003]. Das umgesetzte Klopfmodell liefert abhängig von Druck- und Temperaturverlauf im Zylinder den zulässigen Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze und regelt diesen über eine Vorgabe des Zündzeitpunktes für das Verbrennungsmodell, welches wiederum den Brennverlauf und damit die Brenndauer bereitstellt, ein. Für eine nähere Erläuterung des für diese Arbeit verwendeten Klopfmodells sei erneut auf die Arbeit von [Thole, 2011] verwiesen.

3.4.3 Zyklussimulation

Die fahrzeugseitige Bilanzierung der Verluste in *APSyS* wird im Rahmen dieser Arbeit um die Möglichkeit einer innermotorischen Verlustteilung, wie in [Abb. 3.7](#) dargestellt, erweitert. Bei der Simulation wird lediglich die Längsdynamik des Fahrzeuges betrachtet. Es wird angenommen, dass das Fahrzeug dem Geschwindigkeitsprofil des Fahrzyklus stets folgen kann. Somit lässt sich anhand der übrigen Triebstrangkomponenten, z. B. den Rädern oder dem Getriebe, direkt der der Antriebsleistung entsprechende Betriebspunkt des Verbrennungsmotors mit seiner zugehörigen Drehzahl und Last ermitteln. Dieses Vorgehen entspricht einer kinematischen Simulation, die im Gegensatz zu einer dynamischen Simulation keinen tatsächlichen Fahrregler benötigt und den Einfluss der Regelstrategie folglich weitestgehend ausschließt [Schmid und Bargende, 2011]. Das Verhalten der einzelnen Triebstrangkomponenten wird über einfache physikalische Modelle oder die Vorgabe von Kennfeldern repräsentiert. Die Abbildung des Verbrennungsmotors erfolgt innerhalb der Simulationsumgebung in Form ebensolcher stationär am Prüfstand vermessenen Kennfelder. Für die fahrzeugseitige Verlustteilung ist lediglich eine Messung des Verbrauchs über dem gesamten Motorkennfeld notwendig. Um allerdings die innermotorische Verlustteilung durchführen zu können, bedarf es einer vollständigen Indizierung sowie Erfassung weiterer Kenngrößen wie z. B. der Rohemissionen. Dabei werden hohe Anforderungen an die Güte der gemessenen Kennfelder gestellt. Insbesondere bei niedrigen Lasten, bei denen die Gradienten in den Wirkungsgraden sehr steil sind, ist auch die Auflösung der vermessenen Kennfelder von hoher Bedeutung und sollte nicht zu niedrig gewählt werden.

Aufgrund der Darstellung des Verbrennungsmotors durch stationär vermessene Kennfelder am Prüfstand sind die nachfolgenden Ergebnisse stets als Warmtests zu verstehen. Die Ermittlung der Kennfelder erfolgt bei Betriebstemperatur, sodass etwaige Änderungen in der Motorreibung, aber auch applikative Anpassungen zur schnelleren Aufheizung des Abgasnachbehandlungssystems nach dem Kaltstart nicht abgebildet werden.

Vor allem bei hochaufgeladenen Motoren wie dem hier verwendeten Extrem-Downsizing-Motor hat das transiente Verhalten einen Einfluss auf den Verbrauch, der daher von dem aus stationären Kennfeldern ermittelten Wert abweichen kann. Bei Fahrzyklen mit geringer Dynamik

und hohen Anteilen an stationärem Betrieb wie speziell dem Neuen Europäischen Fahrzyklus ist dieser Einfluss jedoch zu vernachlässigen. Dies geht auch aus dem Vergleich einer transienten Zyklussimulation mit vollständiger Gasdynamik und einer kennfeldbasierten Verbrauchsrechnung in [Schmid und Bargende, 2011] hervor.

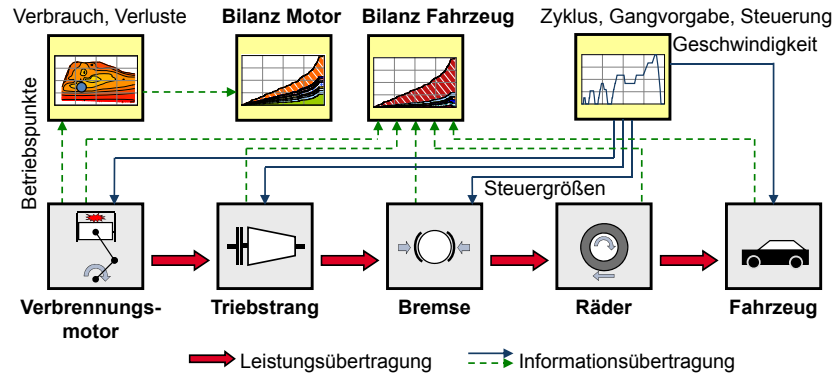


Abbildung 3.7: Systemschaubild der Zyklussimulation am Beispiel eines konventionellen Antriebsstranges nach [Trzebiatowski u. a., 2010]

Kapitel 4

Identifikation von Wirkungsgradpotenzialen mittels Zyklussimulation

Ziel dieses Kapitels ist es, die bestehenden Wirkungsgradpotenziale des Extrem-Downsizing-Versuchsträgers aufzuzeigen, indem die detaillierte Verlustteilung nach [Weberbauer u. a., 2005] genutzt wird, um die gesamten Energieverluste¹⁹, die den effektiven Wirkungsgrad bedingen, in die einzelnen Verlustquellen aufzuteilen. Ein solches Vorgehen ist für einzelne Betriebspunkte des Kennfeldes üblich und entspricht in dieser Form dem Stand der Technik. Ein Vergleich an ausgewählten Betriebspunkten ist allerdings nicht immer sinnvoll, weil damit keine direkte Aussage über die Wirkungsgradpotenziale im Fahrzyklus getroffen werden kann. Um einen Zyklusverbrauch wiedergeben zu können, muss die Auswahl der Betriebspunkte für die Kombination aus Zyklus, Fahrzeug und Antriebsstrang repräsentativ sein. Der Einfluss von Schaltstrategie und Getriebeübersetzungen sowie einer eventuell vorhandenen Hybridisierung oder Bordnetzlast erschwert die Auswahl zusätzlich. Insbesondere durch Maßnahmen wie das Downsizing, wird aufgrund einer Verschiebung der Betriebspunkte im Motorkennfeld der Vergleich anhand einer Auswahl einzelner repräsentativer Betriebspunkte beeinträchtigt. Werden all diese Variabilitäten beachtet, ergibt sich schnell eine Vielzahl wichtiger Betriebspunkte, deren Vergleich wenig übersichtlich ist.

Aus diesem Grund wird alternativ ein Vergleich der unterschiedlichen Maßnahmen anhand einer Zyklussimulation inklusive Verlustteilung mittels linearer Kennfeldinterpolation genutzt, da diese eine Auswertung jedes einzelnen Betriebspunktes im Fahrzyklus zulässt und so eine für den Gesamtzyklus repräsentative Verlustteilung generiert. Dieses Vorgehen ist insbesondere für den Vergleich verschiedener Antriebskonzepte, wie z. B. für Otto- und Dieselmotor in [Kuberczyk u. a., 2007] oder [Kuberczyk u. a., 2009] beschrieben, sinnvoll.

4.1 Vergleich der verwendeten Fahrzyklen

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden verschiedene wirkungsgradsteigernde Maßnahmen mithilfe einer Zyklussimulation von zwei ausgewählten Zyklen durchgeführt: zum Einen anhand des

¹⁹Unter Energieverlusten wird in diesem Zusammenhang stets eine Umwandlung in eine für den Arbeitsprozess nicht mehr nutzbare Energieform verstanden.

Neuen Europäischen Fahrzyklus als momentan für die Zertifizierung relevanten Zyklus, zum Anderen anhand des zukünftigen Testzyklus, der in der Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure (WLTP) als tatsächlicher Fahrzyklus (Development of Harmonized Driving Cycle – DHC) vorgeschlagen wird²⁰. Da die Definition dieses Zyklus zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit nicht vollständig abgeschlossen war, sei darauf hingewiesen, dass die hier verwendeten Daten für Fahrprofil etc. dem Vorschlag aus dem 11. informellen Treffen der GRPE²¹ vom 17.02.2012 entnommen sind. Die wichtigsten Kenndaten verschiedener Zyklen sind in Tabelle 4.1 angegeben. Die etwas größeren dynamischen Anforderungen und die höhere mittlere Geschwindigkeit des WLTC verglichen mit dem NEFZ schlagen sich in einem erhöhten Rohenergiebedarf nieder. Dieser umfasst lediglich die Überwindung der dissipativen Fahrwiderstände, jedoch beispielsweise nicht die Energien, die zur Beschleunigung des Fahrzeuges notwendig sind und zu einem späteren Zeitpunkt des Zyklus, z. B. innerhalb der Bremse in Form von Wärme, an die Umgebung abgegeben werden. Dieser Wert soll eine Vorstellung von den mit dem Fahrzeug für den jeweiligen Zyklus minimalen Anforderungen an den Energiebedarf vermitteln. Die längere Strecke und die höhere Dauer des WLTC wirkt sich positiv auf die Emissionen aus, da der Anteil der Kaltstartphase am Gesamtzyklus für diesen geringer ausfällt.

Tabelle 4.1: Kenndaten verschiedener Fahrzyklen

| | NEFZ | FTP75 ^I | US06 | FKFS | CADC | WLTC |
|--|-------|--------------------|-------|-------|-------|-------|
| Dauer [s] | 1180 | 1874 | 596 | 4240 | 3143 | 1800 |
| Strecke [km] | 11,01 | 17,77 | 12,89 | 62,95 | 51,69 | 23,14 |
| Mittlere Geschwindigkeit [km/h] | 33,6 | 34,1 | 77,4 | 53,5 | 59,2 | 46,3 |
| Maximale Geschwindigkeit [km/h] | 120 | 91 | 129 | 137 | 150 | 131 |
| Energiebedarf^I [kWh/100km] | 7,93 | 6,88 | 12,2 | 9,9 | 11,9 | 9,5 |
| Energiebedarf^{II} [l/100km] | 0,92 | 0,80 | 1,42 | 1,15 | 1,39 | 1,11 |

^I Ohne 600s Stillstandzeit vor anschließendem Warmtest

^{II} Rein für die Überwindung der dissipativen Fahrwiderstände auf Basis der Daten des Versuchsfahrzeugs

Um die Verteilung der Betriebspunkte im Motorkennfeld für die verschiedenen Fahrzyklen zu verdeutlichen, wird an dieser Stelle eine Einordnung der einzelnen zu jedem Zeitschritt der Zyklussimulation ermittelten Betriebspunkte in ein diskretes Raster vorgenommen. Eine solche Klassifizierung ermöglicht z. B. die oben angesprochene Identifikation von repräsentativen Vergleichspunkten für die jeweilige Kombination aus Fahrzeug, Fahrzyklus und Schaltstrategie. Die Ergebnisse hängen dabei erheblich von der Wahl des zugrunde gelegten Rasters, d. h. der Klassenbreite der Drehzahl- und Lastinkremente ab. Die hier gewählte Rasterung ist lediglich als eine Möglichkeit von vielen sinnvollen zu betrachten. Das Drehzahlraster wird im Folgenden mit einer konstanten Schrittweite von 500 min^{-1} über den gesamten Drehzahlbereich des Motors festgelegt. Durch die hohen Gradienten im Wirkungsgrad des Ottomotors bei niedriger Last erscheint eine feinere Rasterung in diesem Bereich folgerichtig. Daher findet im Bereich zwischen -2,5 und 5,5 bar effektivem Mitteldruck eine Einteilung in eine 1 bar breite Rasterung statt. Zwischen 7,5 und 31,5 bar hingegen wird die Schrittweite auf 3 bar erweitert. Jede Klasse wird dabei anschließend anhand des Mittelwertes ihrer entsprechenden Drehzahl und Last bezeichnet.

²⁰im Folgenden wird dieser WLTP-DHC zusammenfassend als WLTC bezeichnet

²¹Groupe de travail de la pollution et de l'énergie – Working Party on Pollution and Energy

Die Aufteilung der Rasterung kann in Abb. 4.1 nachvollzogen werden, in der das Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades des Versuchsträgers exemplarisch im beschriebenen Raster dargestellt ist. Die durchgezogene Linie innerhalb des Kennfeldes markiert den im jeweiligen Fahrzyklus maximal genutzten Betriebsbereich des Verbrennungsmotors unabhängig von jeglicher Klassifizierung. Der Durchmesser des Kreises innerhalb eines jeden Rasterelements repräsentiert auf der linken Seite der Abbildung den zeitlichen und auf der rechten den verbrauchsgewichteten Anteil des jeweiligen Kennfeldbereichs beim Durchfahren des Fahrzyklus.

Wird zunächst der dargestellte NEFZ betrachtet, zeigt sich, dass das hohe Maß an Downsizing für den vorliegenden Versuchsträger zu maximalen Lasten von etwa 12 bar effektivem Mitteldruck führt. Der aufgeladene Bereich wird somit nur knapp erreicht. Der hohe zeitliche Anteil an Betriebspunkten mit Lasten unterhalb von 6 bar effektivem Mitteldruck lässt bereits an dieser Stelle den nicht unerheblichen Anteil an Ladungswechselverlusten erahnen. Ebenfalls augenfällig ist der sehr hohe zeitliche Anteil des Leerlaufs am Gesamtzyklus. Wird dieser verbrauchsgewichtet betrachtet, reduziert sich der Anteil zwar deutlich, ist aber mit 10,5 % aufgrund des geringen indizierten Wirkungsgrades infolge der hohen Drehmomentreserve durch eine Spätverstellung des Verbrennungsschwerpunktes weiterhin hoch. Durch die Verbrauchsgewichtung der einzelnen Betriebspunkte, anhand derer der Anteil am Gesamtverbrauch ermittelt werden kann, gewinnen die höheren Lasten und Drehzahlen gegenüber der zeitlichen Darstellung an Relevanz. Gleichwohl bleibt der Kennfeldbereich niedriger Lasten unterhalb von 6 bar effektivem Mitteldruck für den Gesamtverbrauch wichtig.

Die Drehzahl erreicht im NEFZ maximale Werte von etwa 2800 min^{-1} . Da diese bereits dem Drehzahlraster um 3000 min^{-1} zugeordnet werden, entstehen für die Betriebspunktverteilung auch Werte außerhalb der Umrandung des maximal genutzten Betriebsbereichs. Eine zusätzliche Angabe dessen ist daher für alle Zyklen erforderlich.

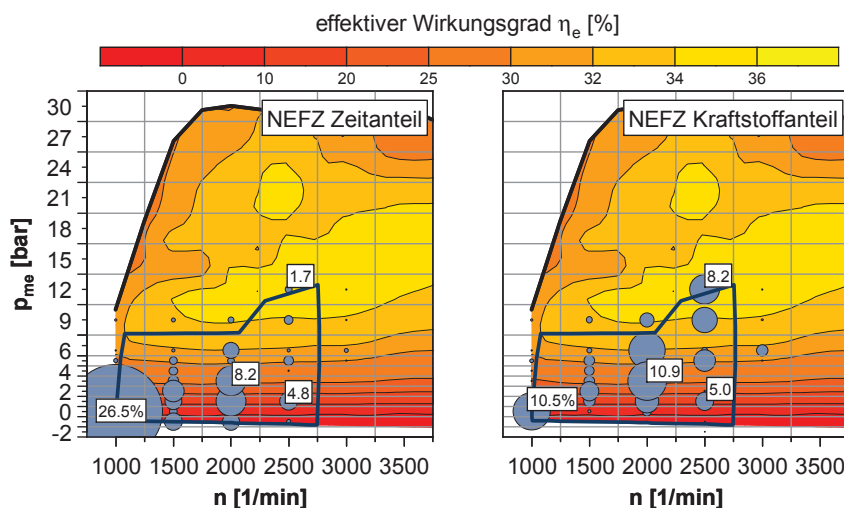


Abbildung 4.1: Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für den NEFZ

Bereits für die Darstellung des NEFZ lässt sich erwarten, dass trotz des generischen Fahrprofils und des begrenzten Betriebsbereichs im Motorkennfeld eine Vielzahl von repräsentativen Vergleichspunkten für eine thermodynamische Verlustteilung in Frage kommen. Die Auswahl dieser Punkte ist von der verwendeten Gewichtung abhängig. Erlaubt eine verbrauchsgewichtete Darstellung die Auswahl für den Verbrauch relevanter Punkte, führt dagegen eine emissionsge-

wichtete Auswahl zu deutlich anderen Vergleichspunkten. Aus dieser Sicht scheint die Integration der Verlustteilung in die Zyklussimulation umso zweckmäßiger.

Werden dieselben Betrachtungen für den WLTC durchgeführt, ergeben sich die in Abb. 4.2 abgebildeten Zusammenhänge. Der maximal genutzte Kennfeldbereich reicht in den aufgeladenen Bereich bis hin zu etwa 20 bar effektivem Mitteldruck bei etwa 2300 min⁻¹ und schöpft somit zwei Drittel der maximal möglichen Last aus. Der Leerlauf hat sowohl zeitlich als auch kraftstoffanteilig einen entschieden geringeren Anteil am Gesamtzyklus als im NEFZ. Die mittleren Lasten zwischen 6 und 12 bar effektivem Mitteldruck gewinnen an Bedeutung. Gleichzeitig erhöht der größere Kennfeldbereich die Anzahl repräsentativer Betriebspunkte.

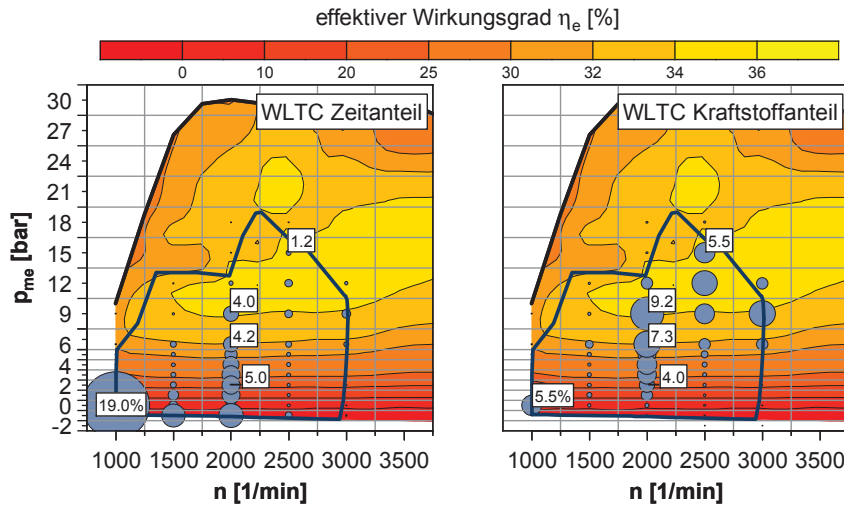


Abbildung 4.2: Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für den WLTC

In Abb. 4.3 sind die Umrandungen der maximalen Betriebsbereiche für diverse Fahrzyklen, die u. a. auch in [Heikes und Trzebiatowski, 2012] verwendet werden, dargestellt. Dieses Schaubild soll zum Vergleich der Betriebsbereiche dienen. Exemplarisch ist für den FKFS-Zyklus die Verteilung der Betriebspunkte für einen Realfahrzyklus mit höherer Dynamik in Abb. B1 im Anhang auf Seite 166 aufgezeigt.

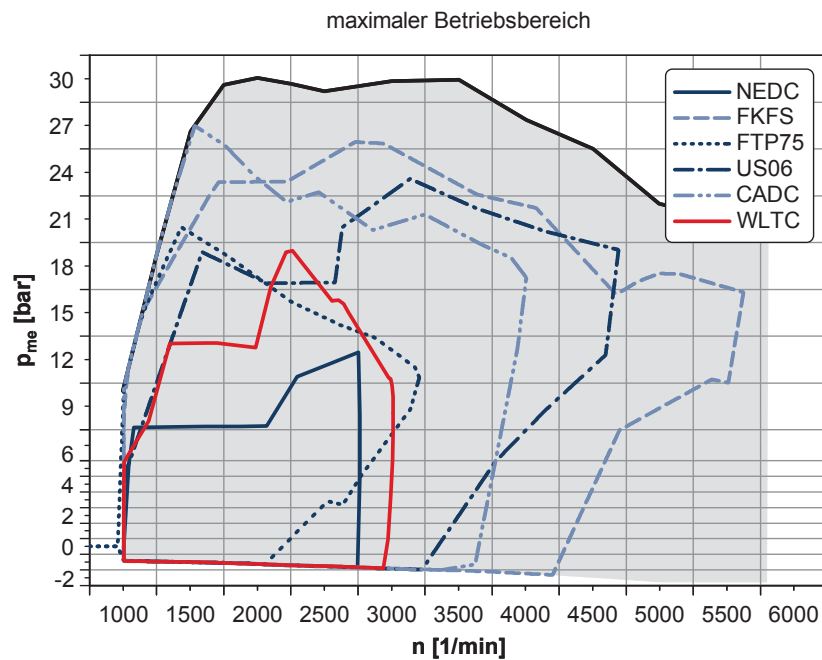


Abbildung 4.3: Genutzter Kennfeldbereich für alle betrachteten Fahrzyklen

Die weiter vergrößerte Ausnutzung des Betriebsbereichs des Versuchsträgers macht eine Auswahl einer begrenzten Anzahl repräsentativer Betriebspunkte ohne eine Vergrößerung der Rasterschrittweite für diesen Zyklus nahezu unmöglich. Eine solche Vergrößerung der Rasterschrittweite ist jedoch sowohl aufgrund der Wirkungsgradgradienten im Kennfeld als auch aus Sicht der Vergleichbarkeit der ermittelten Punkte untereinander nicht sinnvoll.

4.2 Vergleich von Zyklussimulation und Messergebnissen

In Abb. 4.4 ist die CO_2 -Emission pro Kilometer bezogen auf die Gesamtstrecke des Zyklus über der Zeit beim Durchfahren des NEFZ wiedergegeben. Durch den Bezug auf die Gesamtstrecke ist ihr Absolutwert nur am Ende des Zyklus (nach vollständiger Zurücklegung des Weges) repräsentativ. Allerdings erlaubt diese Darstellung einen qualitativen Vergleich, zu welchem Zeitpunkt der Verbrauch durch steile Anstiege in der Kurve besonders stark beeinflusst wird.

Aus Gründen der Übersicht ist auch das zugehörige Geschwindigkeitsprofil abgebildet. Die durchgezogene Linie stellt die kumulierten Emissionen aus der durchgeführten Zyklussimulation für den Versuchsträger dar. Wird diese mit der Messung des Demonstratorfahrzeuges am Rollenprüfstand verglichen, ergeben sich deutliche Unterschiede, welche fast ausschließlich in der Warmlaufphase des Motors während der ersten 150 s des Zyklus entstehen. Der Mehrverbrauch resultiert überwiegend aus der Katalysator-Heizstrategie, die in diesem Bereich Anwendung findet. Wie bereits angesprochen, erfolgt in der Simulation keine Berücksichtigung des Warmlaufverhaltens, d. h. es wird stets ein Warmtest simuliert. Wird der Verlauf aus der Simulation mit einer konstanten Verschiebung von $10 \text{ gCO}_2/\text{km}$ korrigiert, zeigt sich, dass die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation bei betriebswarmem Motor sehr gut ist, da die Abweichung bezogen auf den Gesamtverbrauch innerhalb von $\pm 3\%$ liegt. Das beschriebene Verhalten ist ebenso im WLTC in Abb. B2 im Anhang auf Seite 166 nachvollziehbar.

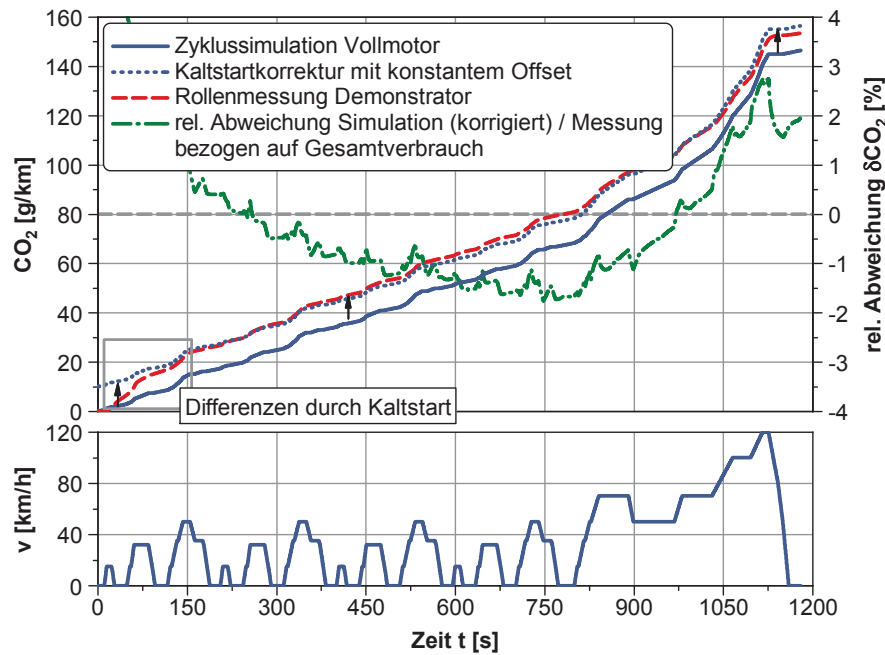


Abbildung 4.4: Vergleich von Messung am Rollenprüfstand und Zyklussimulation im NEFZ

Ähnliche Betrachtungen können auch für einen realen Fahrzyklus mit höheren Anforderungen an die Dynamik als der NEFZ angestellt werden. In diesem Fall werden fünf reale Fahrten der FKFS-Runde mit dem Demonstratorfahrzeug von verschiedenen Fahrern nachgerechnet. Bei der FKFS-Runde handelt es sich nicht um einen Fahrzyklus im eigentlichen Sinne, da keine feste Vorgabe des Fahrprofils existiert. Vielmehr ist eine Strecke vorgegeben, bei deren Durchfahren sich das Geschwindigkeitsprofil abhängig von Fahrer und Verkehr unterschiedlich ergibt. Somit ist auch keine feste Vorgabe der Schaltstrategie möglich.

Eine weitere Besonderheit der FKFS-Runde sind Steigungen infolge des Höhenprofils der Strecke. Diese werden in der Simulation berücksichtigt, wohingegen der Einfluss des Schräglaufwinkels auf den Rollwiderstand in Kurvenfahrten unbeachtet bleibt. Werden zunächst die fünf Einzelmessungen in Abb. 4.5 betrachtet, sind die Unterschiede sowohl in der benötigten Dauer für die Zurücklegung der FKFS-Runde als auch in den emittierten CO_2 -Emissionen zu erkennen²². Im Mittel ergeben sich für die fünf Fahrten Kohlendioxid-Emissionswerte von $153 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{km}$ bei einer Standardabweichung von $5,5 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{km}$ oder relativ betrachtet 3,6 %. Im Gegensatz zu den Rollenmessungen findet bei den realen Fahrten eine Zusatzmasse von Sondermesstechnik, Batterien und Beifahrer von 280 kg sowie eine erhöhte elektrische Bordnetzlast von 0,5 kW in der Simulation Berücksichtigung. Wird außerdem das jeweilige gemessene Geschwindigkeitsprofil und die gewählte Getriebestufe in die Berechnungen einbezogen, ergeben sich auch für den Realfahrzyklus gute Übereinstimmungen zwischen Simulation und Messung. Die maximale Abweichung im Gesamtverbrauch beträgt für Messung E 3 %. Im Mittel weicht der Gesamtverbrauch in der Simulation lediglich um 1,6 % von den Messwerten ab und liegt stets etwas höher.

²²Vgl. auch die gemeinsame Darstellung in Abb. B3 im Anhang auf Seite 166

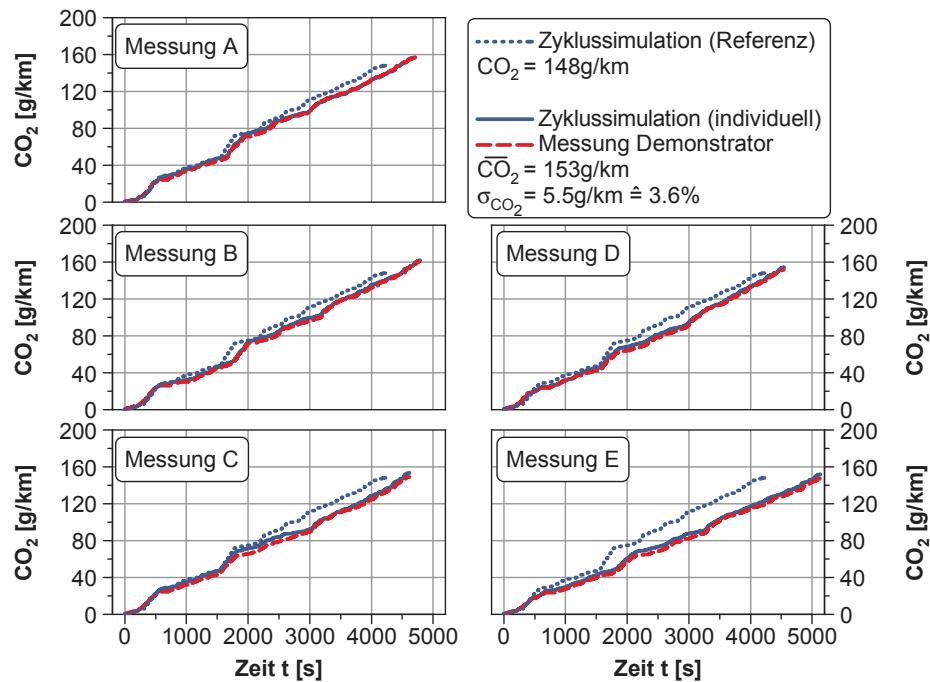


Abbildung 4.5: Vergleich der Messungen von realen Fahrten und individualisierter Zyklussimulation in der FKFS-Runde

Zusätzlich zu Messung und zugehöriger Rechnung des Demonstratorfahrzeuges ist in allen Bildern der Verlauf für die Referenzfahrt der FKFS-Runde dargestellt, welche unter anderem für die Berechnungen in [Heikes und Trzebiatowski, 2012] zugrunde gelegt wurde. Das Fahrprofil dieser ist ein ausgewähltes Profil aus über 80 Fahrten die im Rahmen eines weiteren Projektes mit unterschiedlichen Fahrzeugen bei der *Robert Bosch GmbH* durchgeführt wurden. Es entspricht in etwa einem mittleren Fahrprofil der Einfahrten und soll somit einen Fahrer repräsentieren, der weder ein extrem aggressives noch defensives Fahrverhalten aufweist. Die Schaltstrategie wird für die FKFS-Runde unter Berücksichtigung der maximalen Lastgradienten des hochaufgeladenen Motors verbrauchsoptimal gewählt. Hiermit ist sichergestellt, dass der Extrem-Downsizing-Motor in der Lage ist, die vom Geschwindigkeitsprofil angeforderten Lasten auch instationär zur Verfügung zu stellen.

4.3 Vergleich von NEFZ und anderen Fahrzyklen

Für eine detaillierte Erläuterung der absoluten Bilanzierung der Energieverläufe über der Zeit sowie die fahrzeugseitige Verlustteilung sei auf [Heikes und Trzebiatowski, 2012] verwiesen. Im Folgenden werden die Ergebnisse der innermotorischen Verlustteilung anhand eines Vergleiches von NEFZ und WLTC beschrieben. Durch die konsequente Bilanzierung aller Verlustenergien kann zu jedem beliebigen Zeitpunkt des entsprechenden Zyklus eine Wirkungsgraddarstellung der Verlustteilung errechnet werden. In Abb. 4.6 erfolgt die Auswertung der Verlustenergien jeweils zum Ende des entsprechenden Zyklus. Auf der linken Seite ist jeweils die prozentuale Aufteilung der Verluste der jeweiligen Referenz abgebildet, welche in diesem Bild der kombinierte NEFZ darstellt. Zusätzlich zu den Wirkungsgraden und deren Differenzen ist für jeden Schritt auch der absolute Verlust als Energiebetrag in Kilowattstunden angegeben. Insbesondere beim

Vergleich unterschiedlicher Motorkonfigurationen im gleichen Fahrzyklus gewinnt diese Aufbereitung an Bedeutung. Für den Vergleich verschiedener Zyklen lässt sich ein höherer Gesamtenergiebedarf (oberhalb des jeweiligen Diagramms hinter dem Summenzeichen angegeben) des WLTC aufgrund der längeren Fahrzeit und der höheren Dynamik erkennen. Die Werte für die Vergleichsrechnung, in diesem Fall den WLTC, sind in der Mitte in gleicher Weise wie für die Referenz links angegeben. Unter den Wirkungsgraddiagrammen sind neben der Bezeichnung der jeweiligen Rechnung deren absolute Verbräuche energetisch, CO₂-emissionsbezogen und volumetrisch angegeben.

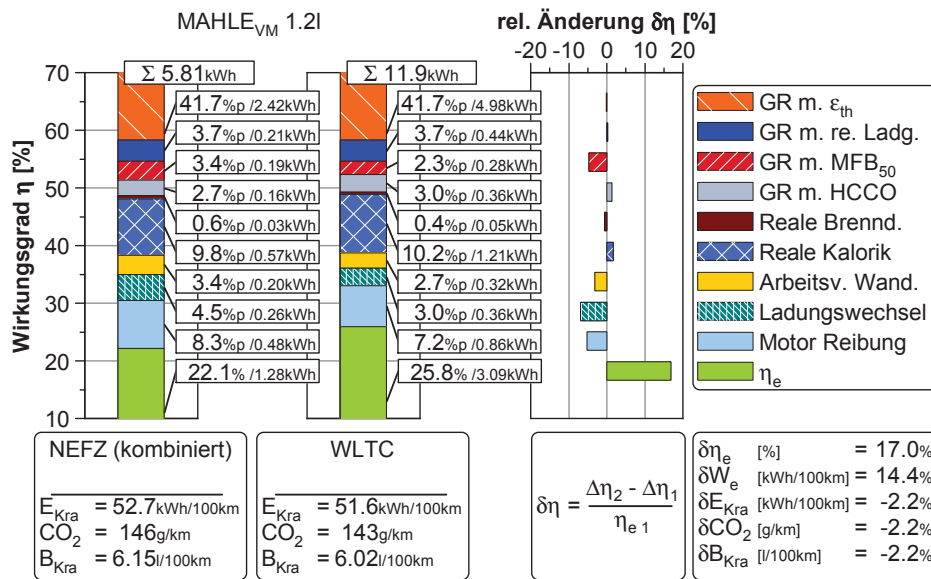


Abbildung 4.6: Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE_{VM}) im NEFZ und WLTC

Das rechte Diagramm beinhaltet den relativen Vergleich der Änderung des jeweiligen Verlustes in Prozentpunkten von der Vergleichsrechnung zur Referenzrechnung bezogen auf den effektiven Wirkungsgrad der Referenzmessung. Dieser Bezug ist sinnvoll, da er eine Berechnung der Verbrauchsänderung anhand der Wirkungsgradsteigerung und der geänderten Zyklusanforderung erlaubt. In Summe ergeben die relativen Änderungen der Verluste die relative Änderung des effektiven Wirkungsgrades – in der Abbildung unten rechts als Zahlenwert aufgeführt. Der Betrieb bei höheren Lasten im WLTC führt zu einer Steigerung des effektiven Wirkungsgrades um 3,7 Prozentpunkte oder relativ betrachtet um 17 %. Da der effektive Energiebedarf pro 100 km allerdings nur um 14,4 % steigt, reduziert sich der Verbrauch trotz der höheren Anforderungen des Zyklus um 2,2 %. Diese Änderung ist energetisch, volumetrisch und CO₂-spezifisch betrachtet gleich. Ein Unterschied ergibt sich hier nur bei einer Änderung des Kraftstoffes. Dies ist beispielhaft für den Vergleich des hier genutzten Versuchsträgers mit einem modernen Dreizylinder-Dieselmotor in Abb. B4 im Anhang auf Seite 167 verdeutlicht.

Der Grund für die starke Wirkungsgradverbesserung kann anhand der einzelnen Verluste nachvollzogen werden. Der Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung bleibt relativ betrachtet konstant, da das Verdichtungsverhältnis des Motors nicht geändert wird. Auch der Verlust durch reale Ladung ändert sich wegen der weitestgehenden Unabhängigkeit vom jeweiligen Betriebspunkt des Ottomotors nicht. Der Verlust durch reale Schwerpunktlage nimmt trotz des Betriebs bei höheren Lasten ab. In der Ausgangskonfiguration muss der Schwerpunkt aufgrund des nied-

rigen Verdichtungsverhältnisses erst bei hohen Lasten nach spät verschoben werden²³. Klopfbedingt ist also keine Zunahme dieses Verlustes im WLTC zu erwarten. Die Reduktion ist auf den deutlich geringeren Leerlaufanteil und die geringeren Anteile bei niedrigster Last zurückzuführen. Im Leerlauf wird der Schwerpunkt zum Vorhalten von Drehmoment für spontane Lastanforderungen bewusst nach spät verstellt. Außerdem wird der Schwerpunkt bei niedrigster Last zur Begrenzung der minimalen Saugrohrdrücke und für einen optimalen Übergang in die Schubabschaltung ebenfalls etwas später gewählt.

Der Verlust durch HC und CO nimmt aufgrund der höheren Lasten und damit erhöhter Spülraten und fetterer Brennraum-Luft-Kraftstoff-Verhältnissen leicht zu. Der Verlust durch reale Brenndauer sinkt minimal, befindet sich aber auch im NEFZ auf einem sehr niedrigen Niveau. Der Verlust durch reale Kalorik nimmt leicht zu, während der Arbeitsverlust durch Wandwärme in ähnlichem Maße abnimmt. Der Hauptanteil an der Wirkungsgradverbesserung fällt allerdings der Reduktion des Verlustes durch realen Ladungswechsel zu, welcher sich um 1,5 Prozentpunkte oder relativ betrachtet um über 5 % reduziert. Hier kann der Versuchsträger sein Verbrauchspotenzial durch extremes Downsizing optimal ausnutzen. Der Anteil der Motorreibung verringert sich aus selbigem Grund ebenfalls merklich. In Summe ergibt sich somit die angesprochene Verbesserung des effektiven Wirkungsgrades, der dem erhöhten Energiebedarf des Zyklus entgegen wirkt.

Die innermotorische Zyklusverlustteilung wird an dieser Stelle in [Abb. 4.7](#) nur für die FKFS-Runde mit gleichen Randbedingungen wie im NEFZ, d. h. ohne Start-Stopp (SS), Zusatzmasse und erhöhte Bordnetzlast, betrachtet.

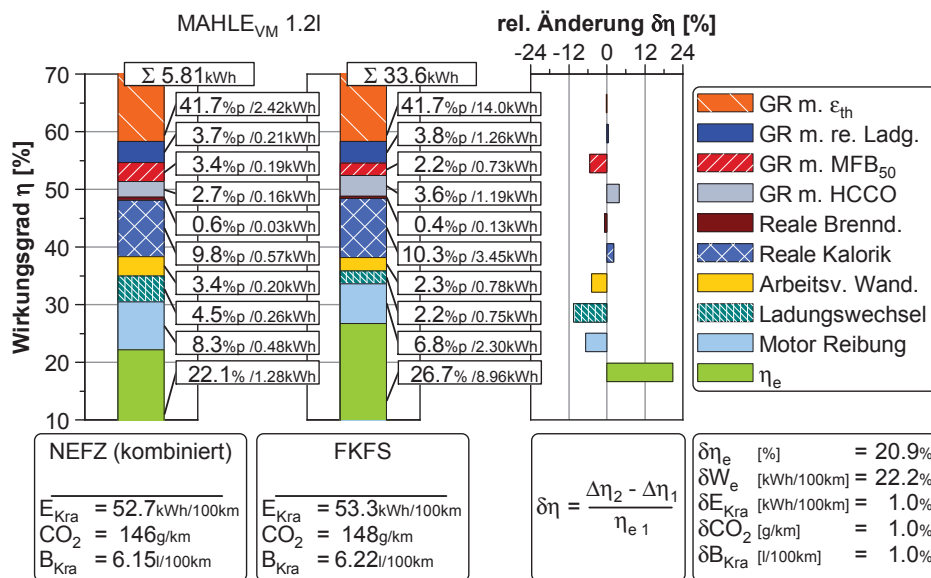


Abbildung 4.7: Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE_{VM}) im NEFZ und FKFS-Zyklus

Dabei ergibt sich ein sehr ähnliches Bild wie für den WLTC, nur sind die bereits dort beschriebenen Effekte in der FKFS-Runde deutlicher. Der geringere Leerlaufanteil reduziert die Verluste durch reale Schwerpunktlage trotz der teilweisen Klopfbegrenzung bei höchsten Lasten. Der anteilig höhere Betrieb mit hohen Spülraten und damit fetten Brennraumbedingungen steigert die Verluste durch HC und CO. Der Arbeitsverlust durch Wandwärme nimmt ab. Den höchsten

²³bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ beispielsweise erst ab 18 bar effektivem Mitteldruck

Einfluss weisen jedoch erneut die Entdrosselung und damit die Reduktion des Verlustes durch realen Ladungswechsel und die anteilige Verringerung der Reibungsverluste auf. Die Wirkungsgraderhöhung vermag den gesteigerten Zyklusbedarf zum größten Teil zu kompensieren.

4.4 Auswirkung der Optimierung des Leerlaufbetriebs im NEFZ

Wie bereits benannt wird die beschriebene Vorgehensweise zur Berechnung der innermotorischen Verluste ebenfalls in [Heikes und Trzebiatowski, 2012] genutzt. Dort dient sie dazu, einen detaillierten Vergleich eines modernen Downsizing-Dieselmotors mit dem hier verwendeten Extrem-Downsizing-Ottomotor in verschiedenen Fahrzyklen aufzuzeigen. Ausgehend von diesen Untersuchungen wird eine Optimierung des Leerlaufbetriebspunktes durchgeführt. Der hohe zeitliche Anteil des Leerlaufs macht diesen insbesondere im NEFZ zu einem wichtigen Ziel für eine Wirkungsgradsteigerung. Mit dem ursprünglichen Leerlauf als Basis bei einer Drehzahl von 900 min^{-1} und einer extrem späten Schwerpunktlage für hohe Drehmomentreserve von 70°KW nach OT wird die Leerlaufdrehzahl für den Versuchsträger auf 1000 min^{-1} angehoben und die Zündwinkelreserve gleichzeitig auf 50°KW Schwerpunktlage reduziert. Der Vergleich der beiden Applikationen des Leerlaufs ist in Abb. 4.8 dargestellt. Die Referenz bildet in diesem Fall der Stand mit bereits optimiertem Schwerpunkt, da dieser auch für alle weiteren Vergleiche als Referenz herangezogen wird. Die Optimierung des Leerlaufs resultiert in einer Erhöhung des Wirkungsgrades gegenüber den Ergebnissen in [Heikes und Trzebiatowski, 2012].

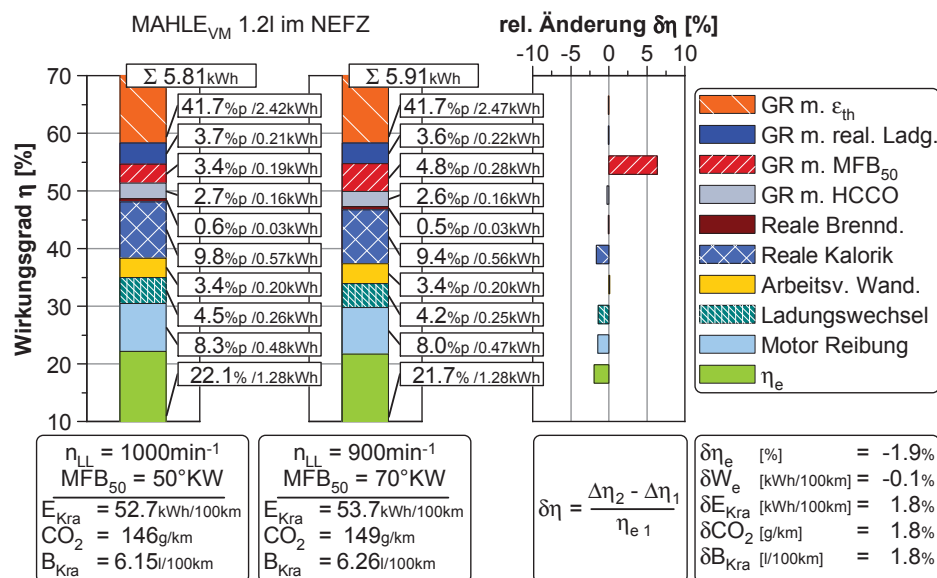


Abbildung 4.8: Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE_{VM}) mit optimierter Leerlaufapplikation und Leerlauf nach [Heikes und Trzebiatowski, 2012] im NEFZ

Die große Zündwinkelreserve mit einem Schwerpunkt von 70°KW erhöht den Verlust durch reale Schwerpunktlage im NEFZ um 1,5 Prozentpunkte oder relativ betrachtet um über 6%. Dem gegenüber steht eine jeweils nur geringe Reduktion der übrigen Verluste, sodass der effektive Wirkungsgrad in Summe durch diese Maßnahme um 1,9% reduziert bzw. der Verbrauch um 1,8% gesteigert wird.

4.5 Vergleich des Extrem-Downsizing-Motors mit einem Saugmotor im NEFZ

Im Folgenden wird der hier verwendete Extrem-Downsizing-Ottomotor mit einem entsprechenden Saugmotor verglichen. Zu diesem Zweck kann auf die Ergebnisse der thermodynamischen Verlustteilung in [Kuberczyk u. a., 2007] zurückgegriffen werden. Der in jener Arbeit verwendete GM L850 Saugmotor mit 2,2 l Hubraum eignet sich für diesen Vergleich wegen der sehr ähnlichen Nennleistung. Weitere Kenndaten der Versuchsmotoren können Tabelle B1 im Anhang auf Seite 167 entnommen werden. Auch die der Simulation zugrunde gelegten Versuchsfahrzeuge befinden sich mit einem Masseunterschied von lediglich 70 kg in einer Fahrzeugklasse und sind beide mit einem 6-Gang-Handschaftgetriebe ausgestattet (s. hierzu auch die übrigen Kenndaten der Versuchsfahrzeuge in Tabelle B2 im Anhang auf Seite 167).

Das Resultat des Vergleiches ist in Abb. 4.9 zu sehen. Zunächst fällt der deutlich reduzierte Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung für den Saugmotor auf, was auf die höhere Verdichtung zurückzuführen ist. Der erhöhte Verlust durch reale Ladungszusammensetzung ist in erster Linie eine Frage des Ansatzes für die reale Kalorik, welche im Rahmen dieser Arbeit nach [Grill, 2006] berechnet wird, während sie in [Kuberczyk u. a., 2007] nach [De Jaegher, 1976] und [Zacharias, 1966] ermittelt wird. Wird derselbe Ansatz in der Berechnung auch für den hier verwendeten Versuchsträger umgesetzt, nähern sich die Verluste einander an (Vgl. Abb. B5 und Abb. B6 im Anhang auf Seite 168). Aufgrund der unterschiedlichen Kalorik-Ansätze ergeben sich systematische Unterschiede in den Verlusten durch reale Kalorik und somit auch im Arbeitsverlust durch Wandwärme. Das generelle Verhalten beider bleibt jedoch unbeeinflusst.

Der Verlust durch reale Schwerpunktlage hängt in hohem Maße von der Applikation des Leerlaufs sowie der Applikation bei niedriger Last ab und fällt für den Saugmotor etwas geringer aus. Der in [Kuberczyk u. a., 2007] für den Leerlauf gewählte Schwerpunkt liegt mit 43 °KW etwas früher als für den aufgeladenen Motor. Die Verluste durch HC und CO sind für den Saugmotor etwas geringer, während der Verlust durch reale Brenndauer deutlich höher ist. Die Brenndauer hängt über die laminare Brenngeschwindigkeit insbesondere von der Restgasrate ab. Die interne Restgasrate ist zwar für den Downsizing-Motor aufgrund der großen Ventilüberschnitte hoch, der Saugmotor verfügt jedoch über eine externe Abgasrückführung. Der zweite bedeutende Einflussfaktor auf die Brenndauer ist die turbulente Flammengeschwindigkeit, die beim Downsizing-Motor durch das hohe Tumbelniveau positiv beeinflusst wird. Der Saugmotor hingegen ist mit einem Drall- und einem Füllkanal zur Intensivierung der Ladungsbewegung ausgestattet. Die Bohrungsdurchmesser sind mit 93 mm für den Dreizylinder und 96 mm für den Vierzylinder vergleichbar, sodass sich in OT ähnliche Flammwege ergeben.

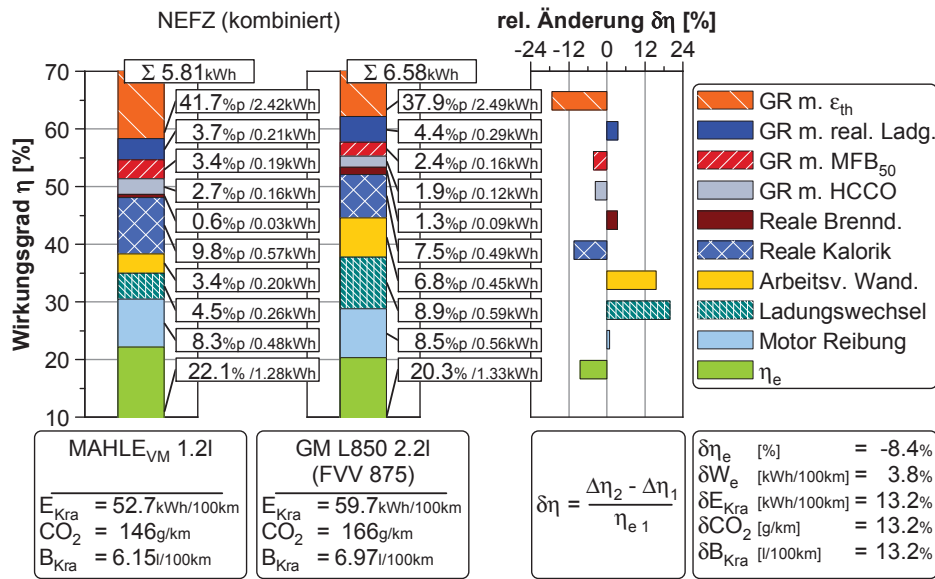


Abbildung 4.9: Innermotorische Verlustteilung für MAHLE_{VM} 1,21 und GM L850 2,21 nach [Kuberczyk u. a., 2007] im NEFZ

Wie bereits erwähnt, ist eine Trennung der Arbeitsverluste durch Wandwärme und reale Kalorik schwierig. In Summe sind diese allerdings für den Saugmotor höher als für den Turbomotor, was auf die höheren spezifischen Lasten durch das starke Downsizing zurückzuführen ist. Dieser Einfluss ist ebenfalls deutlich in den signifikant höheren Ladungswechselverlusten des Saugmotors zu erkennen, welche um 4,4 Prozentpunkte steigen und allein damit bereits den Vorteil durch eine höhere Verdichtung kompensieren. Auch die Reibverluste des Saugmotors sind etwas höher als für den Downsizing-Motor, da sich hier die Reduzierung der Zylinderzahl und der Betrieb bei höheren Lasten positiv auswirken. Allerdings ist ein Vergleich schwierig, weil die Reibung im Falle des Downsizing-Motors anhand einer Messung am Prüfstand bestimmt, während die Reibung des Saugmotors in [Kuberczyk u. a., 2007] mithilfe eines Reibmodells nach [Fischer, 2000] berechnet wird.

Insgesamt ergibt sich für den Saugmotor im NEFZ ein Wirkungsgradnachteil von 1,8 Prozentpunkten oder 8,4%. Die Unterschiede in den für die Simulation verwendeten Fahrzeugen und Randbedingungen wie den Rollwiderstandsbeiwerten etc. führen dazu, dass der Energiebedarf pro 100 km zum Durchfahren des Zyklus für den Saugmotor um 3,8% über dem des Downsizing-Motors liegt. Die ähnliche Größenordnung dieser Werte zeigt, dass ein Vergleich der beiden Antriebsstränge sinnvoll ist. In Kombination resultiert somit für den Saugmotor durch den geringeren effektiven Wirkungsgrad und den höheren Energiebedarf im Zyklus ein Verbrauchsnachteil von 13,2% oder umgerechnet 20 gCO₂/km.

4.6 Vergleich von Einzylinder- und Vollmotormessung im NEFZ

Die bis hierhin vorgestellten Ergebnisse der Zyklussimulation sind anhand der am Vollmotor vermessenen Kennfelder ermittelt. Da im weiteren Verlauf dieser Arbeit auch Untersuchungen am Einzylindermotor durchgeführt werden, ist in Abb. 4.10 ein Vergleich der Zyklusverlustteilung im NEFZ für den Vollmotor und für den Einzylindermotor in seiner Referenzkonfiguration

abgebildet. Die Grafik soll einen Eindruck über systematische Unterschiede und Aussagekraft der am Einzylinder ermittelten Ergebnisse vermitteln. Die Reibung wird für den Einzylindermotor aus der Vollmotormessung übernommen, da andernfalls keine realistischen Aussagen zu erwarten sind. Der nicht baugleiche Kurbeltrieb sowie das Fehlen zweier Zylinder und sämtlicher Nebenaggregate wie Kraftstoff-Hochdruckpumpe oder Ölpumpe beeinflussen die Reibung massiv.

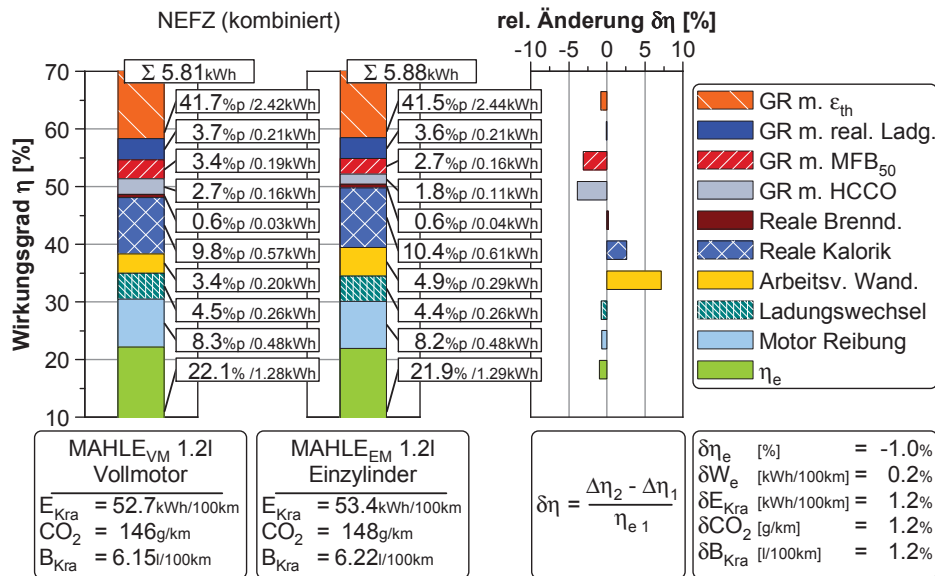


Abbildung 4.10: Innermotorische Verlustteilung für gemessenes Vollmotor- (MAHLE_{VM}) und Einzylinderkennfeld (MAHLE_{EM}) im NEFZ

Zunächst kann für den effektiven Wirkungsgrad im NEFZ für beide Rechnungen eine sehr gute Übereinstimmung festgestellt werden. Sie unterscheiden sich lediglich um 0,2 Prozentpunkte oder in relativer Betrachtung um 1 % und liegen damit innerhalb der Toleranz der Verbrauchsmesstechnik. Der Kraftstoffverbrauch im Zyklus ist dementsprechend auch um knapp über 1 % unterschiedlich. Innerhalb der Verlustteilung ergeben sich dagegen teilweise leichte Unterschiede: Der Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung weicht minimal ab, da dieser aus dem thermodynamischen Verdichtungsverhältnis errechnet wird, welches für den Vollmotor und den Einzylinder separat mit derselben Vorgehensweise bestimmt wird und sich bei gleicher geometrischer Verdichtung minimal unterscheidet. Der Verlust durch reale Ladung ist nahezu konstant. Bei dem geringeren Verlust durch reale Schwerpunktlage am Einzylinder handelt es sich um einen systematischen Unterschied, der auf die optimierte Applikation bei niedrigsten Lasten zurückgeführt werden kann. Am Vollmotor werden in diesem Bereich für einen Übergang in den Schubetrieb die Schwerpunkte nicht mehr wirkungsgradoptimal eingestellt. Das Maß dieser Spätverstellung ist von der jeweiligen Applikation abhängig. Da anhand der Einzylinderuntersuchungen jedoch keine unterschiedlichen Applikationsstände oder Möglichkeiten verglichen werden sollen, sondern Wirkungsgradpotenziale, erfolgt die Einstellung des Schwerpunktes bei niedrigen Lasten am Einzylinder stets wirkungsgradoptimal. Lediglich im Leerlauf findet derselbe Zündwinkelvorhalt am Einzylinder wie auch am Vollmotor als Drehmomentreserve mit einem Schwerpunkt von 50 °KW Verwendung.

Die Abweichung von relativ betrachtet 0,2 % in der spezifischen effektiven Arbeit im Fahrzyklus ist auf die lineare Kennfeldinterpolation der Motorreibung zurückzuführen. Die spezifische effektive Arbeit ergibt sich in der Verlustteilung als Rest nach Abzug aller Einzelverluste. Infolge der

nicht idealen Übereinstimmung der Stützstellenverteilung von Vollmotor- und Einzylindermessungen ergeben sich hier minimale Unterschiede, die allerdings vernachlässigt werden können.

Die HC-Emissionen der beiden Motoren liegen im saugmotorischen Bereich nah beieinander. Die CO-Emissionen sind am Vollmotor aufgrund ca. 1 % fetterer Luft-Kraftstoff-Verhältnisse etwas höher, sodass sich für den Einzylinder geringfügig niedrigere Verluste durch HC und CO ergeben. Die Brenndauern sind sehr ähnlich, sodass dieser Verlust für beide gleich ist. Die etwas magere-
ren Bedingungen am Einzylinder und die früheren Schwerpunkte bei niedrigster Last erhöhen die Prozesstemperaturen und damit die Verluste durch reale Kalorik und Wandwärme. Allerdings beinhaltet der Arbeitsverlust durch Wandwärme aufgrund der Art seiner Berechnung auch alle unbekannten Fehlerquellen bei der Ermittlung der Verlustteilung.

Der Verlust durch realen Ladungswechsel ist wiederum sehr gut vergleichbar. Die niedrigen Lasten im NEFZ führen dazu, dass kein Einfluss durch die Strategie bei der Einstellung des Gegendruckniveaus (siehe hierzu Abschnitt 3.3.3 auf Seite 33) auf den Ladungswechselverlust zu erwarten ist. Die Reibung ist, wie bereits beschrieben, vom Vollmotor übernommen und ist daher absolut betrachtet gleich.

Die geringen systematischen Abweichungen zwischen Einzylinder- und Vollmotorergebnissen zeigen, dass eine Weiterentwicklung des Brennverfahrens am Einzylindermotor sinnvoll und Rückschlüsse auf den Fahrzyklus mittels Zyklusverlustteilung möglich sind.

Kapitel 5

Maßnahmen zur Entdrosselung im saugmotorischen Betrieb

Anhand der Untersuchungen in Kapitel 4 sowie der Erkenntnisse aus [Heikes und Trzebiatowski, 2012] lässt sich nachvollziehen, dass die Verluste durch realen Ladungswechsel insbesondere im Neuen Europäischen Fahrzyklus, aber auch in diversen Realfahrzyklen trotz des hohen Downsizing-Grades des Versuchsträgers einen erheblichen Anteil an den Gesamtverlusten ausmachen. Eine weitere Entdrosselung des Motors verspricht vor allem bei niedrigen Lasten einen Verbrauchsvorteil. Die zu erwartenden Vorteile sind aufgrund der hohen Aufladegrade zwar deutlich geringer als z. B. für den in [Kuberczyk u. a., 2007] dargestellten Saugmotor, sollen im Weiteren aber durch drei verschiedene Maßnahmen in Kombination mit Downsizing bewertet werden: 1. die Abgasrückführung, sowohl intern als auch extern, 2. ein homogener Magerbetrieb und 3. ein spätes Einlassschließen. Letztere Maßnahme wird in diesem Zusammenhang ohne gesteigerte Variabilitäten im Ventiltrieb realisiert, d. h. die Darstellung erfolgt über eine Verlängerung der Einlassöffnungsdauer. Die Öffnungsdauer kann in diesem Fall nicht beliebig lang ausgelegt werden, da ein Kompromiss zwischen Entdrosselung bei Teillast und notwendigem Ladedruckbedarf bei Volllast erreicht werden muss. Auf die Auswirkungen bei hohen Lasten wird an späterer Stelle genauer eingegangen.

5.1 Abgasrückführung

Im Folgenden wird die Entdrosselung in der Teillast durch Abgasrückführung betrachtet. Hierbei werden die interne (iAGR) und die externe Abgasrückführung (eAGR) zunächst separat untersucht und anschließend miteinander verglichen.

5.1.1 Interne Abgasrückführung

Die Rate des intern zurückgeführten Abgases lässt sich für einen konstanten indizierten Mitteldruck über den Ventilüberschnitt variieren. Die Auslassventilsteuerzeit wird bei maximal später

Lage konstant gehalten, da eine Frühverstellung durch das frühere Auslassöffnen die Expansionsverluste stark erhöht. Diese wirken sich in so hohem Maße negativ auf den Wirkungsgrad aus, dass die besten Werte stets bei spätester Ventilsteuerzeit erreicht werden. Lediglich bei niedrigsten Lasten unterhalb von 2 bar indiziertem Mitteldruck muss das Auslassventil aus Stabilitätsgründen nach früh verschoben werden, wodurch der Wirkungsgrad infolge erhöhter Expansionsverluste abfällt. Die Variation des Ventilüberschnitts erfolgt daher im Weiteren stets über eine Variation der Phasenlage des Einlassventils.

In Abb. 5.1 sind beispielhaft die Verläufe der Einlass- und Auslassventilmassenströme für zwei verschiedene Einlassventilsteuerzeiten aufgezeigt. Bei frühem Einlassöffnen (EÖ) strömt während des Ventilüberschnitts aufgrund der niedrigen Drücke im Saugrohr Abgas aus dem Auslasstrakt in den Brennraum und durch die Einlassventile in das Saugrohr. Anschließend wird das Restgas in den Brennraum zurück gesaugt, wobei das Maß der maximal einstellbaren Restgasraten in erster Linie von der Ventilsteuerzeit sowie vom treibenden Druckgefälle zwischen Auslass- und Einlasskanal abhängt. Die gesamte Restgasrate im Brennraum wird mittels einer Ladungswechselanalyse anhand der indizierten Druckverläufe berechnet.

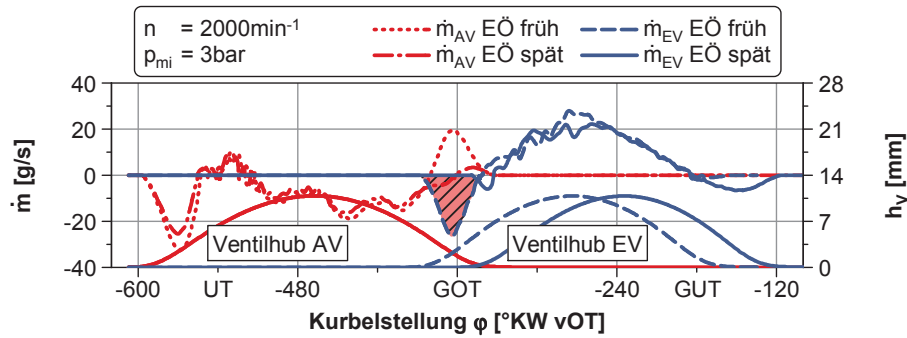


Abbildung 5.1: Verlauf der Einlass- und Auslassventilmassenströme für zwei verschiedene Ventilsteuerzeiten bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Abb. 5.2 zeigt die Variationen der Einlassventilsteuerzeit für drei verschiedene indizierte Lasten bei 2000 min^{-1} . Die Restgasrate steigt mit früherem Einlassöffnen stetig an und erreicht bei 3 bar indiziertem Mitteldruck maximal etwas über 30 %. Der zur Lasterreichung notwendige Saugrohrdruck steigt dabei um 150 mbar.

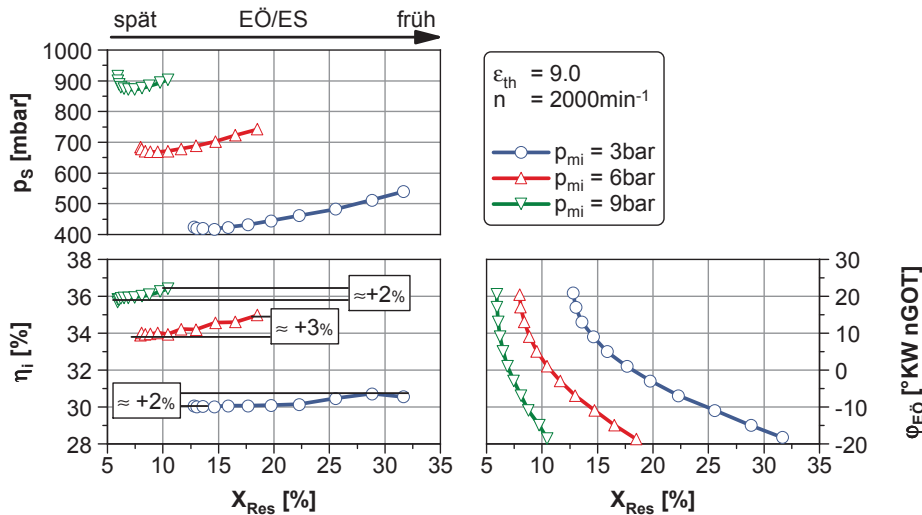


Abbildung 5.2: Einfluss der internen Abgasrückführung auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar

Der indizierte Wirkungsgrad kann für alle drei Betriebspunkte mit höherem Ventilüberschnitt um 2 bzw. 3 % gesteigert werden. Dies ist neben der angesprochenen Entdrosselung auf Vorteile in den Emissionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe sowie des Kohlenmonoxids zurückzuführen (siehe Abb. C1 im Anhang auf Seite 169). Ein weiterer Vorteil der hohen internen Restgasraten ist die massive Reduktion der Stickoxid-Emissionen durch die Absenkung der Verbrennungstemperatur.

In Abb. 5.3 ist ersichtlich, dass Brenndauer und Zündverzug über der Restgasrate ansteigen. Der indizierte Wirkungsgrad kann trotzdem verbessert werden. Für keine der Lasten reicht das Spülgefälle aus, um bei maximalem Ventilüberschnitt die Laufgrenze zu erreichen.

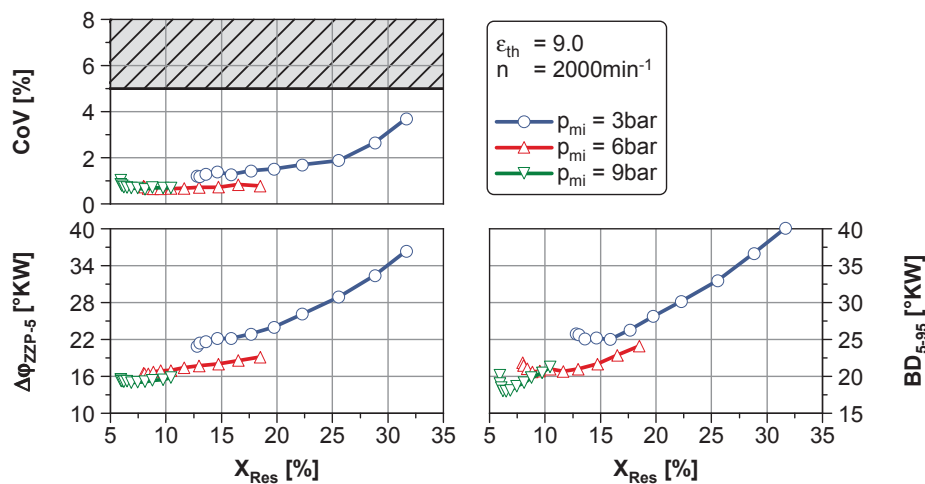


Abbildung 5.3: Einfluss der internen Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar

Bei 6 und 9 bar bleibt die Stabilität der Verbrennung auch bei maximalem internen Restgasgehalt auf hohem Niveau und es werden relative Standardabweichungen der indizierten Last unterhalb von 1 % gemessen. Bei 3 bar hingegen steigt die relative Standardabweichung kontinuierlich an und erreicht bei vollem Überschnitt fast 4 %. Der festgesetzte Grenzwert von 5 % wird somit nicht überschritten. Bei niedrigeren Drehzahlen und unterhalb von 3 bar Mitteldruck ist es möglich, die Laufgrenze mittels interner Abgasrückführung anzufahren. Hier ist eine Einstellung des maximalen Ventilüberschnitts nicht möglich. In den Bereichen, in denen die Laufgrenze durch internes Restgas nicht erreicht werden kann und noch keine vollständige Entdrosselung stattgefunden hat, bietet sich eine Nutzung des bestehenden Druckgefälles zwischen Ein- und Auslasstrakt für den Einsatz einer zusätzlichen externen Abgasrückführung an.

5.1.2 Externe Abgasrückführung

Das Abgas wird für die hier beschriebene externe Abgasrückführung am Einzylindermotor im Abgaskrümmern entnommen und im Bereich des Ausgleichsbehälters in das Saugrohr eingeleitet. Für eine optimale Homogenisierung erfolgt die Einleitung des Abgases in den Schwingungsdämpfer des Ausgleichsbehälters. Die AGR-Strecke beinhaltet einen optionalen Gas-Wasser-Abgas-Kühler, welcher in den folgenden Untersuchungen allerdings nicht mit Kühlwasser durchströmt

wird. Die dadurch höheren Temperaturen des Abgases steigern die Verträglichkeit des Brennverfahrens gegenüber der Verdünnung [Scheele, 1999] und der entdrosselnde Effekt ist stärker ausgeprägt [Wagner, 1999].

Die Variation der externen Abgasrückführrate wird im Folgenden für jeweils zwei verschiedene Einlassventilsteuerzeiten untersucht. Zum Einen wird das Einlassventilöffnen mit maximalem Überschnitt und damit mit maximalen internen Restgasgehalten betrachtet und zum Anderen wird eine Variation bei minimiertem internen Restgasgehalt durch ein spätes Ventilöffnen und damit geringerem Überschnitt durchgeführt. Die Ergebnisse für 3 und 6 bar indizierten Mitteldruck sind in Abb. 5.4 wiedergegeben. Die Darstellung erfolgt über der gesamten internen Restgasmasse im Zylinder, um den unterschiedlichen Ventilsteuerzeiten Rechnung zu tragen. Der Zusammenhang zwischen externer und gesamter Restgasmasse ist auf der rechten Seite abgebildet.

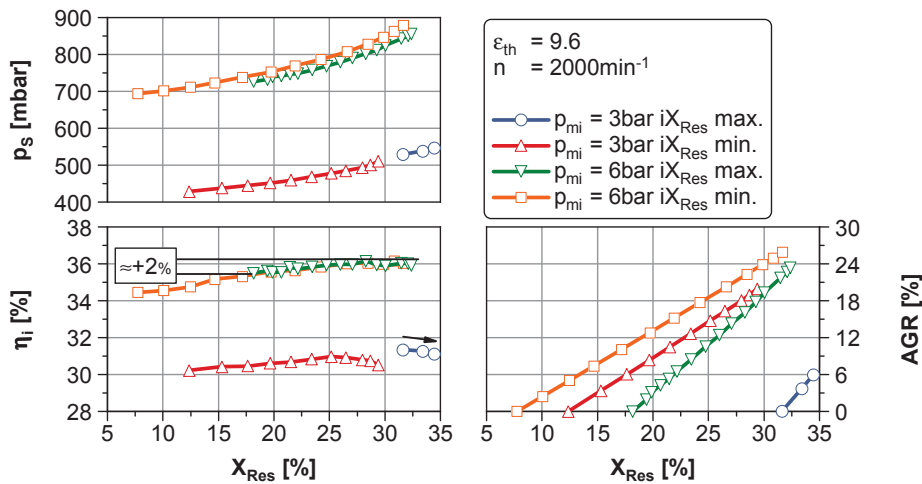


Abbildung 5.4: Einfluss der externen Abgasrückführung auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Bei höheren Lasten kann durch die externe Rückführung von Abgas der Motor um weitere 150 mbar entdrosselt werden. Der Verlauf über der Restgasrate ist hierbei für beide Ventilsteuerzeiten gleich. Durch die zusätzliche Entdrosselung sowie die reduzierten CO-Emissionen kann der Wirkungsgrad um 2 % verbessert werden. Die Einlassventilsteuerzeit, bei der die externe AGR zugemischt wird, spielt ab dieser Last keine Rolle. Sowohl mit minimalem als auch mit maximalem internen Restgasgehalt werden ähnliche Wirkungsgrade erreicht. Bei 9 bar indiziertem Mitteldruck²⁴ kann der Motor mit vollständig geöffneter Drosselklappe betrieben werden ohne die Laufgrenze zu erreichen. In diesem Betriebspunkt sind 3 % Wirkungsgradsteigerung zu verzeichnen. Bei 3 bar indiziertem Mitteldruck ist durch die externe Abgasrückführung kein Wirkungsgradvorteil zu realisieren. Zwar steigt der Wirkungsgrad bei Betrieb mit minimalem internen Restgasgehalt über der AGR-Rate zunächst an, die höchsten Werte werden jedoch stets bei vollem Ventilüberschnitt und ohne externe AGR gemessen. Der Motor wird in diesem Fall so nah an der Laufgrenze betrieben, dass die steigenden HC-Emissionen und verlängerten Brenndauern bei einer weiteren Ladungsverdünnung mit Abgas trotz der steigenden Saugrohrdrücke den Wirkungsgrad verschlechtern. Ein Betrieb mit AGR unterhalb von 3 bar und bei niedrigeren Drehzahlen unterhalb von 6 bar ist für den Versuchsträger aufgrund der hohen internen Restgasraten nicht sinnvoll.

²⁴hier nicht dargestellt

Ein Vorteil des Betriebs mit hohem internen Restgasgehalt ist die erhöhte Gesamtrestgasverträglichkeit bei zusätzlicher externer AGR und niedriger Last. Während ab 6 bar kaum Unterschiede in Zündverzug, Brenndauer und Stabilität der Verbrennung über der Restgasrate zu verzeichnen sind, steigen die Werte bei 3 bar und minimalem internen Restgasgehalt deutlich eher (siehe Abb. 5.5). Der steile Anstieg in der relativen Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes erfolgt ca. 5 Prozentpunkte früher. Dieser Zusammenhang kann ebenso bei niedrigeren Drehzahlen nachvollzogen werden. Auffällig ist, dass die Laufgrenze mit hohen Schwankungen im indizierten Mitteldruck stets bei ähnlichen Werten für Zündverzug und Brenndauer erreicht wird. Ab einem Zündverzug von etwa 40°KW von Zündzeitpunkt bis 5 % Massenumsatz und einer Brenndauer von 45°KW von 5 % bis 95 % Massenumsatz nimmt die Stabilität der Verbrennung signifikant ab. Die langen Zündverzögerungen und Brenndauern bedingen für eine weiterhin wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage sehr frühe Zündwinkel. Die Zündung findet somit zu ungünstigeren Brennraumbedingungen bei niedrigeren Temperaturen sowie Drücken und somit Ladungsdichten statt. Ab einem Zündwinkel von 55 bis 60°KW vor oberem Totpunkt ist ein aussetzerfreier Betrieb des Versuchsträgers nicht mehr möglich.

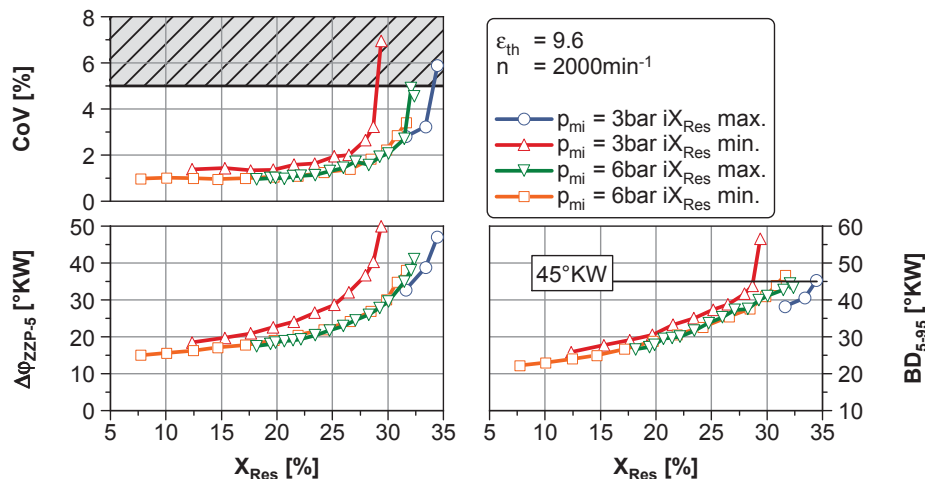


Abbildung 5.5: Einfluss der externen Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Der Einfluss auf die Emissionen ist mit dem bei einer Variation der internen Restgasrate vergleichbar (siehe Abb. C2 im Anhang auf Seite 169). Die Stickoxid-Emissionen können um bis zu 90 % reduziert werden und auch die Kohlenmonoxid-Emissionen fallen mit steigender AGR-Rate. Die HC-Emissionen hingegen nehmen beim Betrieb mit extern zurückgeführtem Abgas kontinuierlich zu, während sie für die interne AGR zunächst sinken. Dies wird trotz des Verzichtes auf eine aktive Kühlung der externen AGR auf die geringeren Temperaturen im Vergleich zu der internen AGR zurückgeführt. Sowohl bei den HC- als auch CO-Emissionen sind Vorteile für die externe AGR mit maximalen internen Restgasgehalten zu verzeichnen. Die Stickoxid-Emissionen werden auf ein vergleichbares Niveau abgesenkt.

In Abb. 5.6 ist ein Vergleich der Restgasverträglichkeit bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen dargestellt. Hier werden nur Variationen der externen Abgasrückführrate bei 3 bar indiziertem Mitteldruck betrachtet. Die Ventilsteuerzeit ist für alle Fälle gleich und auf den minimalen internen Restgasgehalt optimiert. Es wird deutlich, dass insbesondere in der Brenndauer kaum Unterschiede für die verschiedenen Verdichtungsverhältnisse zu erkennen sind. Lediglich für die

höchsten Restgasraten erfolgt der steile Anstieg bei der größten Verdichtung etwas später. Allerdings kann der Zündverzögerung durch die Verdichtungsanhebung etwas verkürzt werden. Die starke Zunahme der Schwankungen des indizierten Mitteldruckes bei etwa 40 °KW Zündverzögerung und 45 °KW Brenndauer bleibt auch bei geänderter Verdichtung bestehen. Die Erhöhung der Verdichtung erlaubt minimal höhere Restgasraten von etwa einem Prozentpunkt bis zum Erreichen der Laufgrenze. Der nachfolgende Vergleich von interner und externer Abgasrückführung erfolgt anhand der niedrigsten Verdichtung.

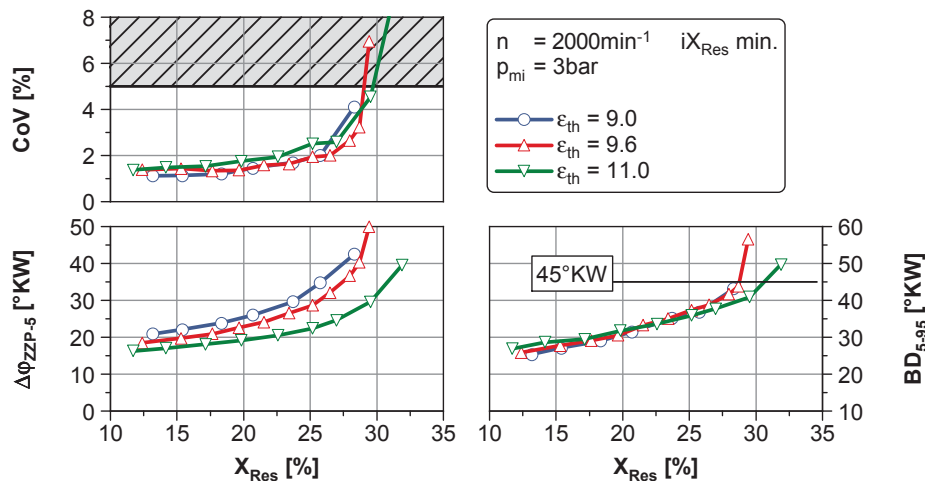


Abbildung 5.6: Einfluss der externen Abgasrückführung auf Zündverzögerung, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen

5.1.3 Vergleich von interner und externer Abgasrückführung

Der Vergleich der internen und externen Abgasrückführung erfolgt über der Gesamtrestgasrate im Brennraum nach dem Ladungswechsel. Die Verdünnung mit extern zurückgeführtem Abgas findet dabei stets bei einer Einlassventilsteuerzeit mit minimalem Ventilüberschnitt und somit geringstem internem Restgasgehalt statt. Die zugehörigen Einlassventilsteuerzeiten über dem Restgasgehalt sind in [Abb. 5.7](#) rechts unten aufgezeigt.

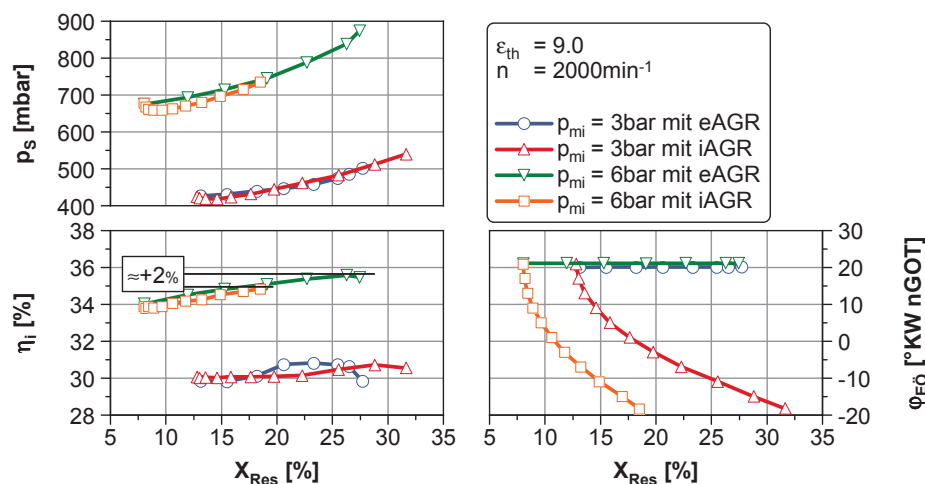


Abbildung 5.7: Vergleich von Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei interner und externer AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Im Verlauf des Saugrohrdruckes über der Restgasrate sind für beide Lastpunkte kaum Unterschiede zwischen der Verdünnung mit intern und extern zurückgeführtem Abgas zu erkennen. Für die niedrigere Last kann aufgrund der höheren Verträglichkeit gegenüber intern zurückgeführtem Abgas eine stärkere Entdrosselung erreicht werden. Ein Wirkungsgradvorteil wird hierdurch allerdings nicht erschlossen. Bei höherer Last ist durch die externe Abgasrückführung eine weitere Entdrosselung möglich, durch die ein höherer indizierter Wirkungsgrad realisiert werden kann. Auch bei der niedrigeren Verdichtung beläuft sich dieser Vorteil wie in Abb. 5.4 auf etwa 2 %.

Wird die thermodynamische Verlustteilung für die jeweiligen Variationen durchgeführt, ergeben sich die in Abb. 5.8 dargestellten Verläufe, welche für alle Variationen ein sehr einheitliches Bild zeigen. Die beiden Lasten unterscheiden sich in erster Linie nur durch den Verlust durch realen Ladungswechsel. Dieser ist bei 3 bar mehr als doppelt so hoch als bei 6 bar. Auch der Arbeitsverlust durch Wandwärme fällt mit steigender Last, wenn auch nur leicht.

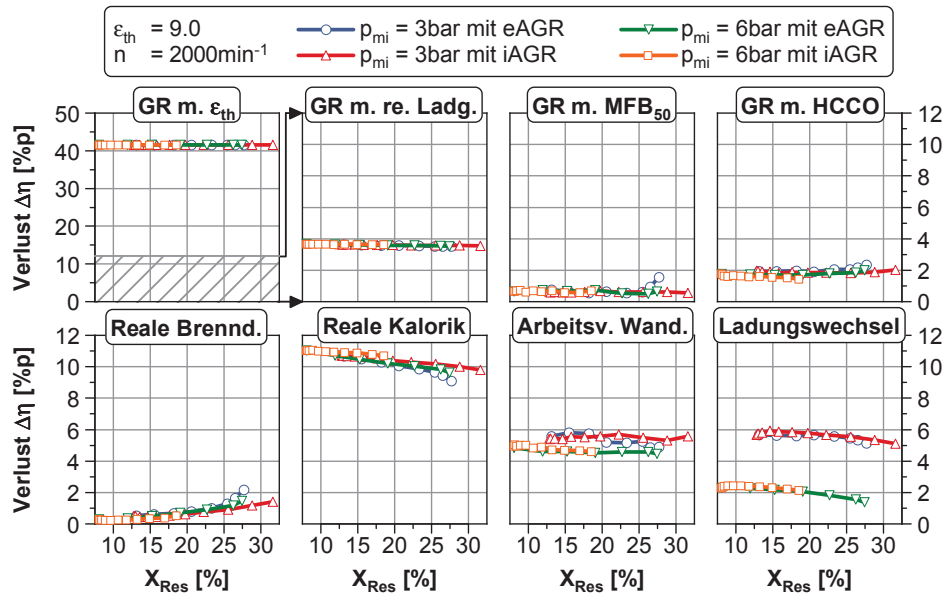


Abbildung 5.8: Einfluss von interner und externer Abgasrückführung auf die Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Der Verlust durch reale Ladung fällt aufgrund der Verdünnung mit Abgas mit einem höheren Isentropenexponenten als Luft-Kraftstoff-Gemisch minimal ab. Dieser positive Einfluss der AGR ist allerdings nahezu zu vernachlässigen. Der Verlust durch reale Schwerpunktlage ist konstant auf niedrigem Niveau. Lediglich bei niedriger Last und sehr hohen Raten extern rückgeführten Abgases ist es wegen der langen Zündverzögerungen und hohen Brenndauern nicht mehr möglich, den Schwerpunkt wirkungsgradoptimal einzustellen, denn bei einer weiteren Frühverstellung der Zündung wären Aussetzer unvermeidbar. Der Verlust durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid steigt leicht über der AGR-Rate an, jedoch ist auch dieser Einfluss gering. Die Verlängerung der Brenndauer führt insbesondere bei den höchsten Rückföhrtraten zu einer signifikanten Erhöhung des zugehörigen Verlustes. Die Absenkung der Verbrennungstemperaturen wirkt sich nicht nur positiv auf die Stickoxid-Emissionen, sondern auch auf den Verlust durch reale Kalorik aus. Der Arbeitsverlust durch Wandwärme bleibt annähernd gleich. Der Wirkungsgradvorteil der externen Abgasrückführung bei höheren Lasten wird in erster Linie durch die fallenden Ladungswechsel- und Kalorikverluste bedingt.

5.1.4 Verbrennungsstabilisierung durch Doppeleinspritzung

Dieser Abschnitt klärt, inwieweit die Restgasverträglichkeit des Versuchsträgers durch eine minimale Einspritzung nahe des Zündzeitpunktes gesteigert werden kann. Alle nachfolgenden Untersuchungen werden für ein thermodynamisches Verdichtungsverhältnis von 9,6 dargestellt. Die angewendete Einspritzstrategie ist in Abb. 5.9 exemplarisch aufgezeigt. Wird der Versuchsträger üblicherweise mit nur einer Einspritzung früh im Ansaugtakt betrieben, erfolgt hier eine zweite Einspritzung in der Kompressionsphase. Neben der Ansteuerdauer und somit dem Massenanteil der zweiten Einspritzung an der Gesamteinspritzmasse stellt der Abstand zwischen dem Ende der Einspritzung und dem Zündzeitpunkt einen wichtigen Parameter bei der Optimierung der Einspritzstrategie dar. Ziel ist es, durch die lokale Anreicherung des Gemisches an der Zündkerze und eine zusätzliche Erhöhung der Turbulenz, durch die Einbringung des Impulses der Einspritzung, die Entflammungsphase der Zylinderladung zu verkürzen und eine weitere Stabilisierung der Verbrennung zu gewährleisten.

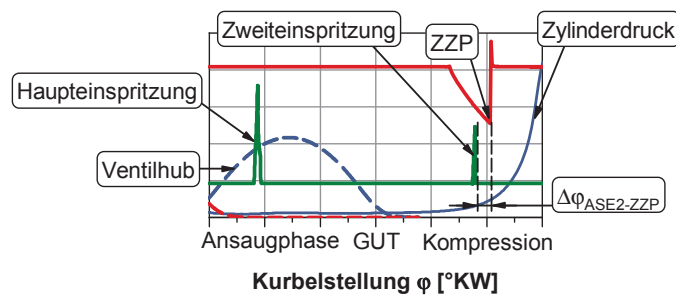


Abbildung 5.9: Ablauf der Einspritzstrategie mit Doppeleinspritzung zur Verbrennungsstabilisierung

Da der Massenanteil der zweiten Einspritzung möglichst gering gehalten werden soll, geht der Ermittlung der optimalen Einspritzparameter zunächst eine Bestimmung der minimalen Injektoransteuerdauer, bei der die Düsennadel öffnet und eine Einspritzung stattfindet, voran.

Ermittlung der minimalen Injektoransteuerdauer

Bei definierten Randbedingungen für Raildruck, Saugrohrdruck (und damit Gegendruck im Brennraum während der Kompression) sowie dem zu erwartenden Einspritzzeitpunkt nahe Zündung werden Variationen der Ansteuerdauer ohne Zündfunken durchgeführt. Durch die Deaktivierung der Zündung kann eine Umsetzung der eingebrachten Kraftstoffmasse sicher ausgeschlossen werden. Die eingebrachte Kraftstoffmasse wird über drei verschiedene Systeme erfasst: zum Einen über die beiden vorhandenen PLU-Durchflussmessgeräte und zum Anderen über die gemessenen HC-Emissionen im Abgas. Abb. 5.10 zeigt den üblichen Verlauf der Einspritzmasse über der Ansteuerdauer für einen Magnetinjektor. Im Anschluss an den ballistischen Betrieb und die Übergangsphase stellt sich ein nahezu linearer Zusammenhang ein. Die Messung erfolgt zur Überprüfung der Hysterese angefangen von der niedrigsten Ansteuerdauer hin zu der höchsten und wieder zurück. Es lässt sich eine gute Übereinstimmung der drei verschiedenen Messmethoden feststellen, wobei die Bestimmung der Kraftstoffmasse aus den Abgasemissionen aufgrund des eingeschränkten Messbereiches der Abgasmessanlage von maximal 50000 ppm nur für Ansteuerdauern bis etwa 370 μ s möglich ist. Für einen Einsatz dieser Methodik am Vollmotor

können mittels zylinderselektiver Vorgehensweise durch die höhere Verdünnung mit Luft auch größere Einspritzmassen gemessen werden. Die Auflösung bei kleinsten Mengen ist dann allerdings geringer. Eine genauere Betrachtung der Einspritzmassen im Bereich zwischen 260 und 300 μs zeigt zwei Sachverhalte: 1. die HC-Methode detektiert bei Erhöhung der Ansteuerdauer etwa 20 bis 30 μs früher ein Öffnen des Injektors als die anderen Messmethoden und 2. bei erneuter Verringerung der Ansteuerdauer ist die geringste Hysterese zu verzeichnen. Die minimale Ansteuerdauer des Injektors kann somit über die Messung der HC-Emissionen im Abgas für die nachfolgend untersuchten Betriebspunkte ermittelt werden.

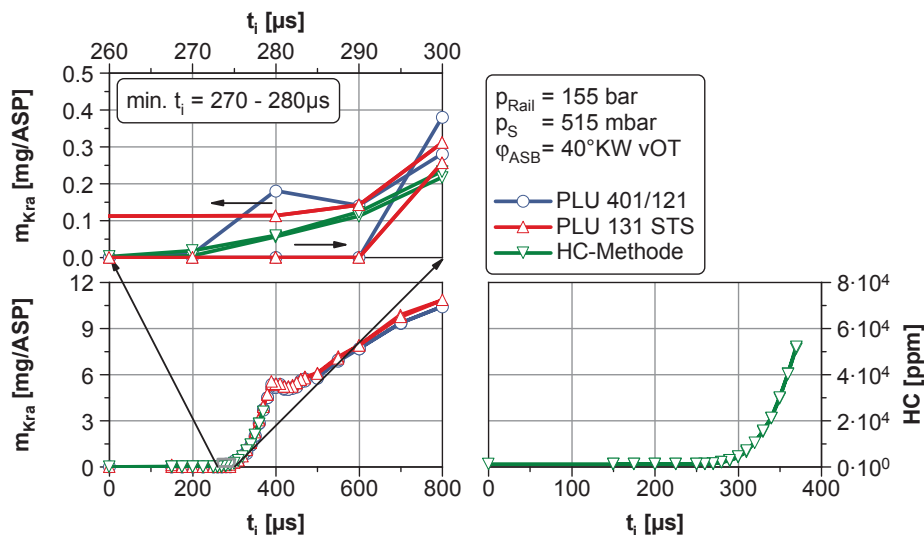


Abbildung 5.10: Ermittlung der minimalen Injektoransteuerdauer mittels HC-Methode

Ermittlung der optimalen Einspritzparameter

Die Optimierung der Einspritzlage der zweiten Einspritzung in Bezug auf den Zündzeitpunkt ist für diverse Betriebspunkte in Abb. 5.11 zu sehen. Die Ansteuerdauer der zweiten Einspritzung ist in diesem Fall 30 bis 40 μs länger als die mit der HC-Methode ermittelte minimale Ansteuerdauer.

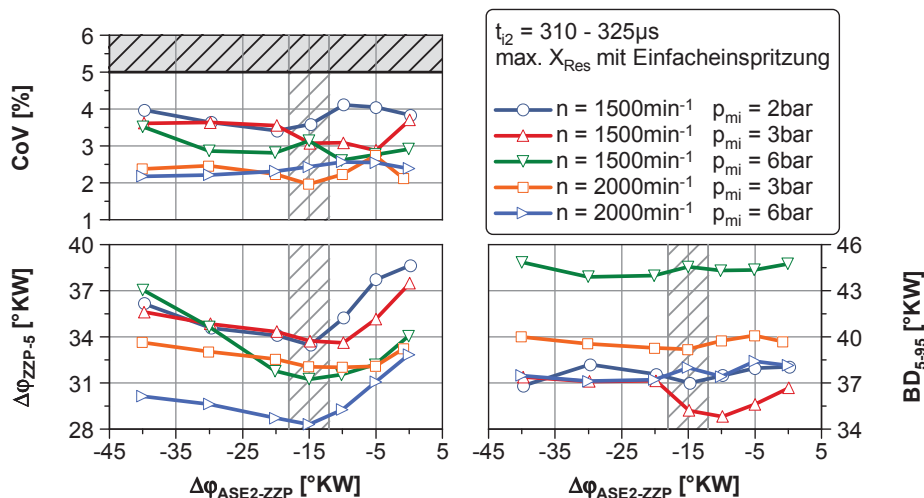


Abbildung 5.11: Ermittlung des optimalen Abstandes von 2. Einspritzung und Zündzeitpunkt bei Abgasrückführung

Ausgehend von der Einlassventilsteuerzeit mit minimalem internen Restgas wird für jeden Punkt die mit Eifacheinspritzung gerade noch darstellbare maximale Gesamtrestgasrate mittels exter-

ner Abgasrückführung eingestellt. Unabhängig vom betrachteten Betriebspunkt ist ein positiver Effekt der zweiten Einspritzung auf den Zündverzug feststellbar. Die minimalen Zündverzüge ergeben sich stets bei einem Abstand des Einspritzendes der zweiten Einspritzung von etwa 15°KW zum Zündzeitpunkt. Die Brenndauer und auch die Stabilität sind für alle vermessenen Lagen der zweiten Einspritzung vergleichbar, allerdings ist die relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes stets geringer als bei Einfach einspritzung.

Bei dem als optimal identifizierten Abstand zwischen zweiter Einspritzung und Zündzeitpunkt werden nun Variationen der Ansteuerdauer durchgeführt (Abb. 5.12). Die Brenndauer zeigt erneut keine signifikante Abhängigkeit. Der Zündverzug hingegen fällt mit steigender Ansteuerdauer ausgehend von der minimalen Ansteuerdauer zunächst signifikant, danach nur noch weniger. Die Schwankungen im indizierten Mitteldruck sinken mit steigender Ansteuerdauer minimal. Lediglich für den 6 bar-Punkt bei 2000 min^{-1} nehmen sie im Bereich der kürzesten Ansteuerdauern stärker ab. Hier liegt die kürzeste verwendete Ansteuerdauer augenscheinlich zu niedrig, sodass keine signifikante Einspritzmasse abgesetzt wird. Es ist zu erkennen, dass eine Wahl der Ansteuerdauer von 30 bis $40\mu\text{s}$ über der minimalen Ansteuerdauer ausreicht, um nahezu das gesamte Potenzial zur Verkürzung des Zündverzugs auszuschöpfen.

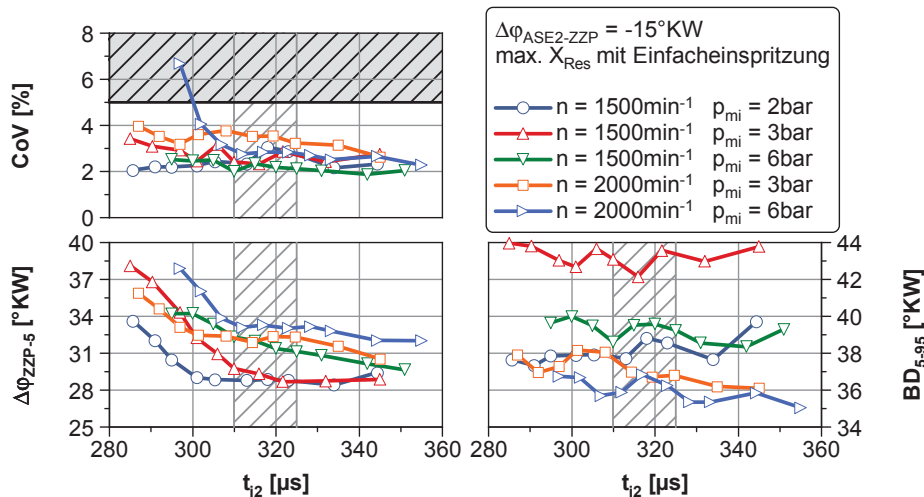


Abbildung 5.12: Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei Abgasrückführung

Eine weitere Erhöhung der Ansteuerdauer ist aus Sicht der Kohlenmonoxid-Emissionen nicht sinnvoll, da diese mit zunehmender Einspritzmasse der zweiten Einspritzung infolge der fett verbrennenden Zone steigen. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe bleiben konstant (siehe Abb. C3 im Anhang auf Seite 169).

Einfluss auf die Restgasverträglichkeit

Die ermittelten optimalen Parameter für die Doppeleinspritzung werden im Folgenden genutzt, um die Restgasverträglichkeit des Versuchsträgers zu erhöhen. Dafür werden Variationen der externen AGR-Rate einmal mit und einmal ohne Doppeleinspritzung betrachtet. Der positive Effekt auf den Zündverzug und überdies bei niedriger Last auf die Brenndauer kann in Abb. 5.13 nachvollzogen werden. Die Vorteile der Doppeleinspritzung kommen allerdings nur bei den höchst-

ten Restgasraten nahe der Laufgrenze zum Tragen. Die Restgasverträglichkeit lässt sich durch die Doppeleinspritzung um maximal 1 bis 2 Prozentpunkte bei niedrigen Lasten steigern.

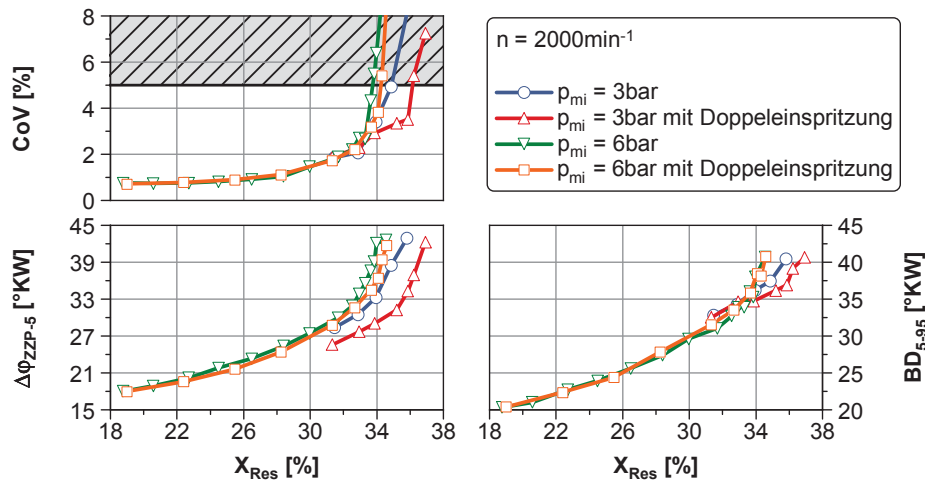


Abbildung 5.13: Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Die Erhöhung der maximalen Restgasraten führt bei konstanter Schwerpunktlage jedoch zu keiner weiteren Wirkungsgradverbesserung (siehe Abb. 5.14). Die Verluste durch die längere Brenndauer und die hohen HC-Emissionen können durch die Doppeleinspritzung nicht reduziert werden. Die ansteigenden CO-Emissionen sorgen daher für eine zusätzliche Wirkungsgradverschlechterung trotz der Entdrosselung.

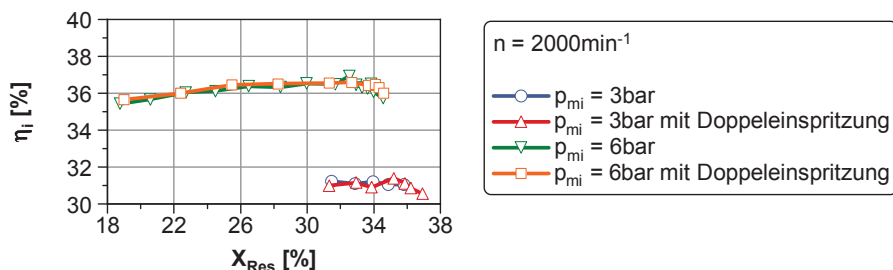


Abbildung 5.14: Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Erweiterung des stabilen Zündfensters durch Doppeleinspritzung

Wie bereits beschrieben, verkürzt die zweite Einspritzung in erster Linie nur den Zündverzug, während die Brenndauer und die HC-Emissionen unverändert bleiben. Ob die Verkürzung des Zündverzugs zu einer Ausweitung des stabilen Zündfensters Richtung früh genutzt werden kann, wird im Weiteren näher betrachtet. Zu diesem Zweck werden Zündwinkelschleifen bei niedriger Last mit und ohne zweite Einspritzung durchgeführt. In Abb. 5.15 ist auf der linken Seite die Verbrennungsschwerpunktlage sowie die Aussetzeranzahl über dem Zündzeitpunkt aufgetragen. Qualitativ zeigen beide dargestellten Kurven mit und ohne Doppeleinspritzung den selben Verlauf. Mit früherem Zündwinkel nimmt die Steigung in der Verbrennungsschwerpunktlage stetig ab bis schließlich eine weitere Frühverstellung der Zündung eine Verspätung des Schwerpunktes und das Auftreten erster Zündaussetzer zur Folge hat. Durch die Verringerung des Zündverzugs

stellen sich bei gleichem Zündwinkel mit Doppeleinspritzung frühere Schwerpunktlagen ein. Außerdem verschiebt sich die Grenze der frühest möglichen Zündwinkel bis zum Auftreten erster Aussetzer um etwa 5°KW .

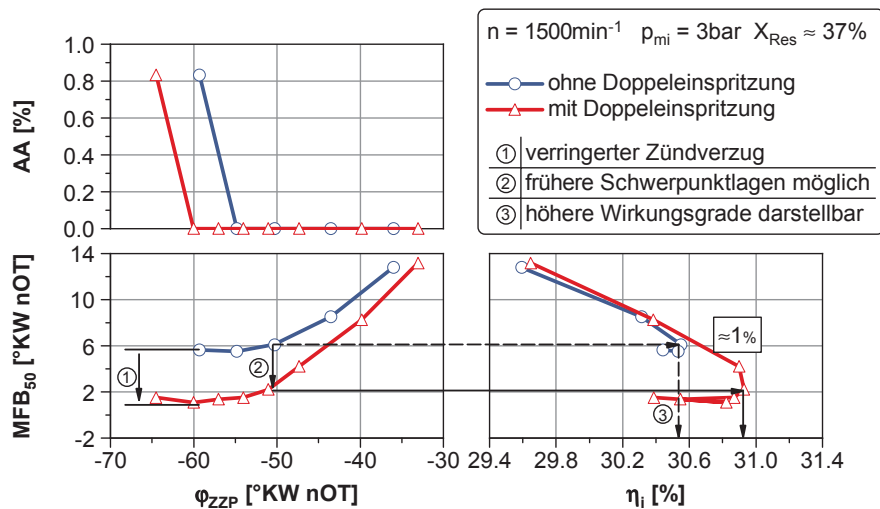


Abbildung 5.15: Nutzbares Zündfenster mit und ohne Einsatz einer Doppeleinspritzung bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Auf der rechten Seite ist der dem Schwerpunkt entsprechende indizierte Wirkungsgrad abzulesen. Es wird deutlich, dass die wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage bei den sehr hohen Verdünnungsgraden näher am oberen Totpunkt liegt als üblich. Die maximalen Wirkungsgrade lassen sich hier mit einer Schwerpunktlage von 2°KW erreichen. Diese ist allerdings nur mit der Doppeleinspritzung darstellbar, sodass sich ohne eine weitere Verdünnung mit Abgas eigens über den Effekt der früheren Schwerpunktlagen ein Wirkungsgradpotenzial von etwa 1% ergibt. Jener Zusammenhang ist auch für die übrigen untersuchten Drehzahlen und Lasten bis zu 6 bar zu beobachten. Die Wirkungsgradverbesserung bewegt sich dabei stets innerhalb von $0,5$ bis 1% .

5.2 Homogener Magerbetrieb

Alternativ zur Entdrosselung durch eine Verdünnung mit Abgas wird eine Verdünnung durch globale Abmagerung betrachtet. Die Verdünnung mit Luft verspricht aufgrund des Überangebots an Sauerstoff Vorteile in den CO-Rohemissionen und der Kalorik. Allerdings ist eine einfache Abgasnachbehandlung mit 3-Wege-Katalysator bei Luftüberschuss nicht mehr möglich. Ein etwaiger Mehrverbrauch an Kraftstoff, wie er z. B. für ein System mit Speicher-Katalysator zur Reduktion der Stickoxid-Emissionen notwendig wird, muss bei der Bewertung der Wirkungsgradpotenziale stets beachtet werden.

5.2.1 Einfluss auf die motorischen Kenngrößen

Die Variationen des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses werden für die Einlassventilsteuerzeiten mit minimalem und maximalem internen Restgasgehalt durchgeführt. Dargestellt in [Abb. 5.16](#) sind

die Betriebspunkte bei 3 und 6 bar indiziertem Mitteldruck und einer Drehzahl von 2000 min^{-1} . Im Diagramm für den Saugrohrdruck ist deutlich die entdrosselnde Wirkung der Verdünnung mit Luft zu erkennen. Die Varianten mit minimalem internen Restgasgehalt starten bei niedrigeren Saugrohrdrücken als jene mit hohen; bei 6 bar nähern sich die Drücke bei den höchsten Luft-Kraftstoff-Verhältnissen an. Durch das abnehmende Spülgefälle zwischen Auslass- und Einlassstrakt mit steigender Abmagerung nimmt auch die interne Restgasrate ab und die beiden Einlassventilsteuerzeiten gleichen sich einander an. Der indizierte Wirkungsgrad steigt zunächst mit höherer Abmagerung, fällt jedoch leicht bei den höchsten Verdünnungsraten. Die Ventilsteuerzeit mit minimalem internen Restgasgehalt verzeichnet anfänglich niedrigere Wirkungsgrade, nähert sich aber jenem mit maximalem Restgasgehalt an. Das erneute Abfallen bei höchsten Luft-Kraftstoff-Verhältnissen erfolgt bei minimalem internen Restgasgehalt etwa 0,1 Einheiten später.

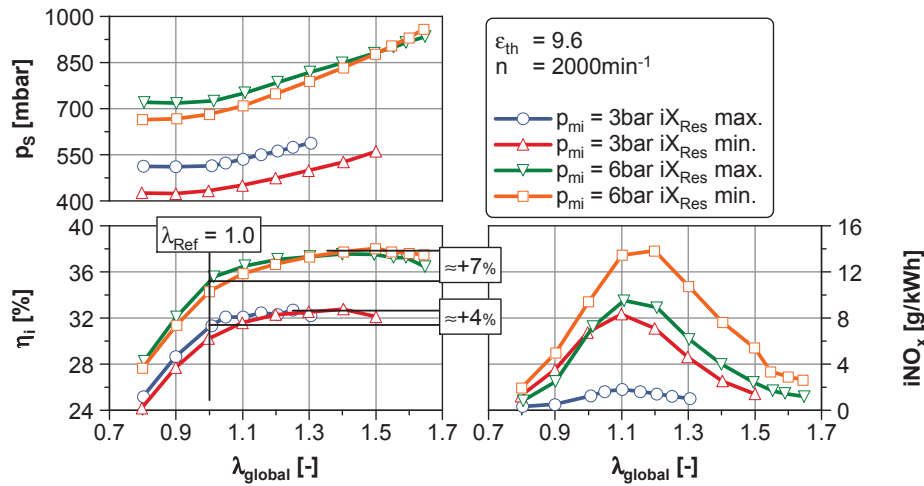


Abbildung 5.16: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Wirkungsgrad, spezifische NO_x -Emissionen und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Die Stickoxid-Emissionen werden nicht als Konzentration, sondern als massenspezifische Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung angegeben. Der Mehrverbrauch für eine Abgasnachbehandlung hängt von den absoluten Massenströmen ab und kann anhand dieser Daten abgeschätzt werden. Die Stickoxid-Emissionen steigen – ausgehend von fetten Luftverhältnissen – zunächst stark und erreichen bei etwa $\lambda = 1,1$ infolge der noch hohen Verbrennungstemperaturen und des Sauerstoffangebots ihr Maximum. Obwohl die Konzentration bei maximalen Luftverhältnissen unter das Niveau bei fetten Bedingungen fällt (siehe Abb. C4 im Anhang auf Seite 170), führen die höheren Massenströme bei der Abmagerung spezifisch betrachtet zu etwas höheren Stickoxid-Emissionen.

Der durch die Abmagerung erzielbare Wirkungsgradvorteil steigt bei Erhöhung der Last, wie in Abb. 5.17 gezeigt, zunächst an, da die höheren Temperaturen und Gemischdichten eine erhöhte Verträglichkeit gegenüber einer Abmagerung bewirken. Mit Annäherung an die Saugvolllast reduzieren sich die Vorteile durch das verringerte Entdrosselungspotenzial. Für den Betrieb mit minimalem Restgasgehalt werden bei 9 bar Ladedruck und Gegendruck entsprechend angehoben, um eine weitere Abmagerung zu erreichen. Die Potenziale fallen auch hier gegenüber 6 bar ab.

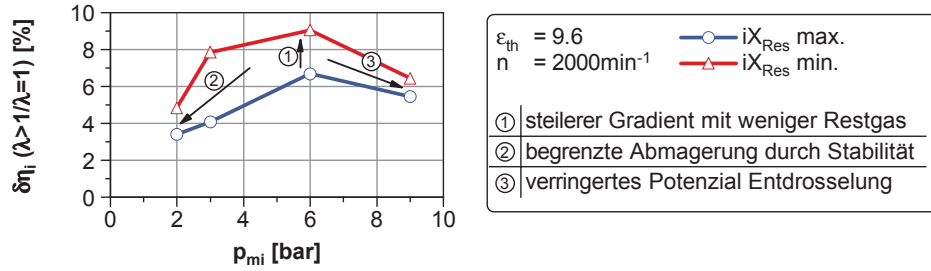


Abbildung 5.17: Einfluss der Last auf die durch Abmagerung erzielbare relative Wirkungsgradverbesserung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die Potenziale können für den gesamten untersuchten Betriebsbereich zwischen 1000 min^{-1} und 3000 min^{-1} und 2 bis 12 bar indiziertem Mitteldruck bestätigt werden. Bei 1 bar indiziertem Mitteldruck ist kein weiterer Wirkungsgradvorteil nachweisbar, da die Stabilität keine hohe Abmagerung zulässt.

Bei 3 und 6 bar indiziertem Mitteldruck kann keine vollständige Entdrosselung durch Abmagerung erreicht werden. Wie in Abb. 5.18 zu erkennen ist, steigen der Zündverzögerung und die Brenndauer mit zunehmendem Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Auch hier ergeben sich bei gleichem Luftverhältnis Vorteile bei geringerem internen Restgasgehalt. Die relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes nimmt mit steigender Abmagerung kontinuierlich zu und überschreitet vor Erreichen des atmosphärischen Saugrohrdruckes die Grenze von 5 %. Die Brenndauer geht in diesem Bereich ähnlich wie bei der Verdünnung mit Abgas über Werte von 45°KW hinaus. Der Zündverzögerung ist dabei allerdings etwa 5°KW kürzer als bei der Verdünnung mit Abgas.

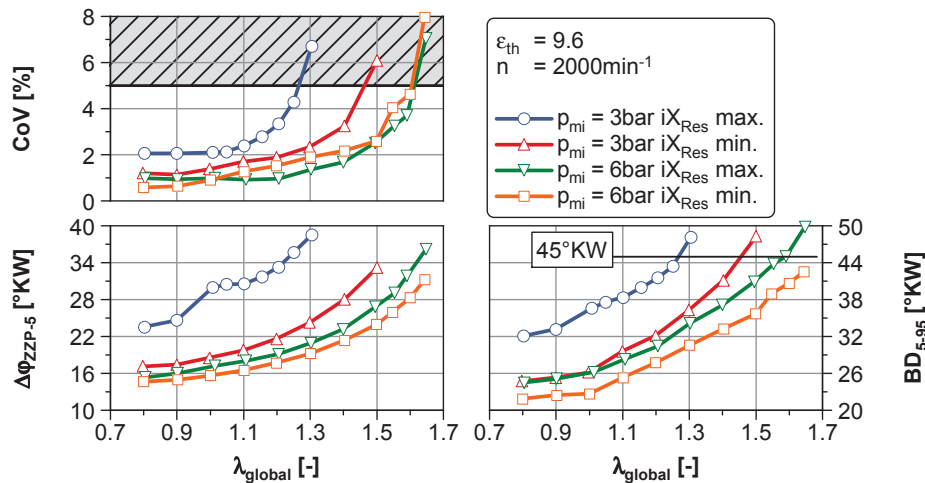


Abbildung 5.18: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Zündverzögerung, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Wie bereits angesprochen, fallen mit steigender Entdrosselung die internen Restgasgehalte leicht (siehe Abb. 5.19). Bei 6 bar indizierter Last führt dies bei sehr hohen Verdünnungsraten nicht nur zu einer Annäherung der Saugrohrdrücke, sondern auch der Abgastemperaturen. Diese steigen bei reduzierter Anfettung zunächst an und fallen anschließend mit höherer Abmagerung ab einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von etwa 1,3 unter das Niveau bei $\lambda = 0,8$. Zwischen dem stöchiometrischen Betrieb und der Laufgrenze ergeben sich hierdurch bei 6 bar Differenzen von bis zu 150 K . Die Abgastemperaturen sind zwar hoch genug um den Betrieb eines Abgasnachbehand-

lungssystems mit SCR-Katalysator zu gewährleisten [Mandloi, 2011], für das Aufheizverhalten der Abgasnachbehandlung jedoch müssen die reduzierten Temperaturen Beachtung finden.

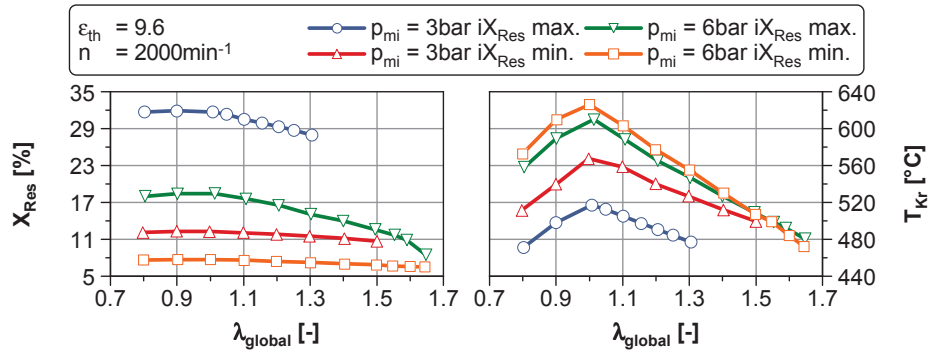


Abbildung 5.19: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Restgasgehalt und Abgastemperatur bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Anhand von Abb. 5.20 können die Wirkungsgradvorteile nachvollzogen werden. Aufgrund der konstanten Verdichtung in den Untersuchungen bleibt der Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung unverändert. Der Verlust durch reale Ladung nimmt mit der erhöhten Verdünnung mit Luft infolge des höheren Isentropenexponenten im Vergleich zu reinem Luft-Kraftstoff-Gemisch ab. Die Schwerpunktlage wird für alle Betriebspunkte wirkungsgradoptimal beibehalten, sodass der zugehörige Verlust konstant bleibt. Die Verluste durch HC und CO steigen im Bereich fetter Luftverhältnisse extrem stark. Sie erreichen ihr Minimum bei einem Luftverhältnis von ca. 1,1 und steigen im Anschluss infolge erhöhten Flame-Quenchings²⁵ kontinuierlich. Der Verlust durch reale Brenndauer nimmt ebenfalls stetig zu.

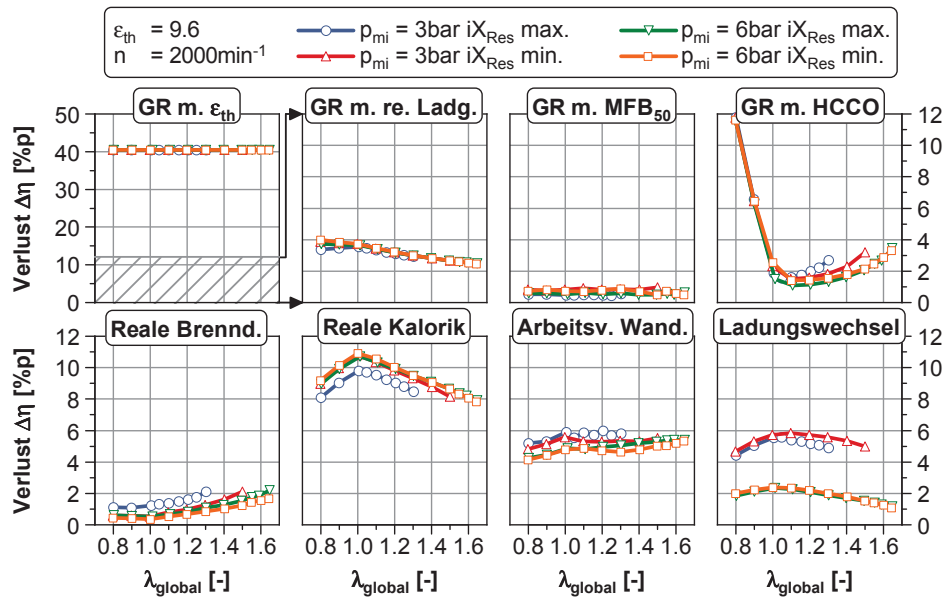


Abbildung 5.20: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf die thermodynamischen Verluste bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Die niedrigeren Temperaturen im fetten und mageren Bereich verringern die Verluste durch reale Kalorik im Vergleich zu einem stöchiometrischen Betrieb. Der Verlauf ist vergleichbar mit jenem der Abgastemperatur in Abb. 5.19. Der Arbeitsverlust durch Wandwärme ist nahezu konstant. Der Anteil des Ladungswechsels an den Gesamtverlusten nimmt zunächst leicht zu,

²⁵Flammenlöschung im Bereich kühler Zonen z. B. an der Brennraumwand

absolut betrachtet bleibt er zwar gleich, profitiert dagegen relativ betrachtet im fetten Bereich von den hohen Verlusten durch HC und CO. Ausgehend vom stöchiometrischen Betrieb sinken die Ladungswechselverluste. Hier ist erneut der hohe Unterschied zwischen den beiden Lastpunkten zu erkennen.

5.2.2 Verbrennungsstabilisierung durch Doppeleinspritzung

Für die thermodynamische Verdichtung von 9,6 wird im Folgenden in Anlehnung an die Ergebnisse aus Abschnitt 5.1.4 eine zweite minimale Einspritzung nahe des Zündzeitpunktes auf ihre Tauglichkeit zur Erweiterung des Magerbetriebs hin zu höheren Luft-Kraftstoff-Verhältnissen untersucht. Zunächst erfolgt für den Betrieb an der Magerlaufgrenze mit Einfacheinspritzung erneut die Ermittlung des optimalen Abstandes von zweiter Einspritzung zu Zündung und deren Ansteuerdauer.

Ermittlung der optimalen Einspritzparameter

Abb. 5.21 zeigt, dass der Zusammenhang zwischen Abstand der zweiten Einspritzung zum Zündzeitpunkt und den Kenngrößen der Verbrennung für alle untersuchten Betriebspunkte ähnlich zu der Verdünnung mit Abgas ist. Die kürzesten Zündverzüge ergeben sich hier allerdings bei einem etwas kleineren Abstand von etwa 5 bis 10 °KW. Die Brenndauer selbst wird kaum beeinflusst und auch die Stabilität bleibt annähernd konstant. Die relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes ist infolge der eingebrachten Turbulenz und der fetteren Bedingungen an der Zündkerze insgesamt geringer als bei einem Betrieb mit gleichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis und Einfacheinspritzung.

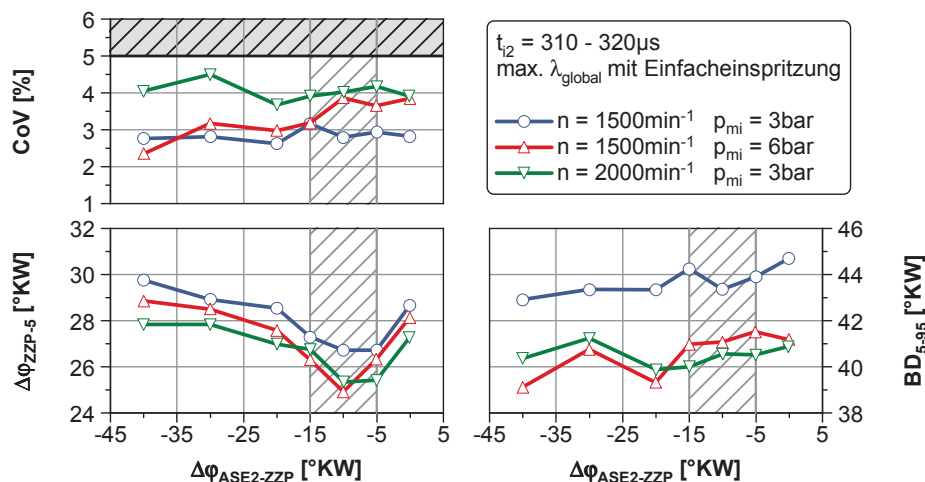


Abbildung 5.21: Ermittlung des optimalen Abstands von 2. Einspritzung und Zündzeitpunkt im Magerbetrieb

Der Einfluss der Ansteuerdauer der zweiten Einspritzung ist mit dem bei der Verdünnung mit Abgas vergleichbar und daher lediglich im Anhang in Abb. C5 und Abb. C6 auf Seite 170 dargestellt. Der Zündverzögerungszeitpunkt sinkt mit steigender Ansteuerdauer und die Kohlenmonoxid-Emissionen nehmen zu. Da auch die Stickoxid-Emissionen mit höherem geschichteten Anteil der Einspritz-

masse steigen und damit die Anforderungen an eine Abgasnachbehandlung verschärft werden, liegt die optimale Ansteuerdauer der zweiten Einspritzung erneut knapp über der minimalen bei etwa 310 bis 320 μs . Die erhöhten CO-Emissionen bei längeren Einspritzzeiten beeinflussen zudem den Wirkungsgrad negativ.

Einfluss auf die Abmagerbarkeit

Bei Variationen des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses hat die optimierte Einspritzstrategie mit minimaler zweiter Einspritzung die in Abb. 5.22 gezeigten Auswirkungen auf die Kenngrößen der Verbrennung. Insbesondere der Zündverzug lässt sich durch die zweite Einspritzung stark reduzieren und bleibt bis zum Erreichen der Laufgrenze bei beiden Drehzahlen nahezu konstant. Die Brenndauer ist für beide Einspritzstrategien ähnlich und nimmt mit weiterer Abmagerung auch bei Doppeleinspritzung stetig zu²⁶. Während die relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes bei Luftverhältnissen nahe den stöchiometrischen Bedingungen vergleichbar ist, steigt sie bei höherer Verdünnung für die Doppeleinspritzung deutlich später an. Insbesondere bei der niedrigeren Drehzahl lässt sich die Laufgrenze somit durch die zweite Einspritzung um bis zu 0,17 Einheiten verschieben.

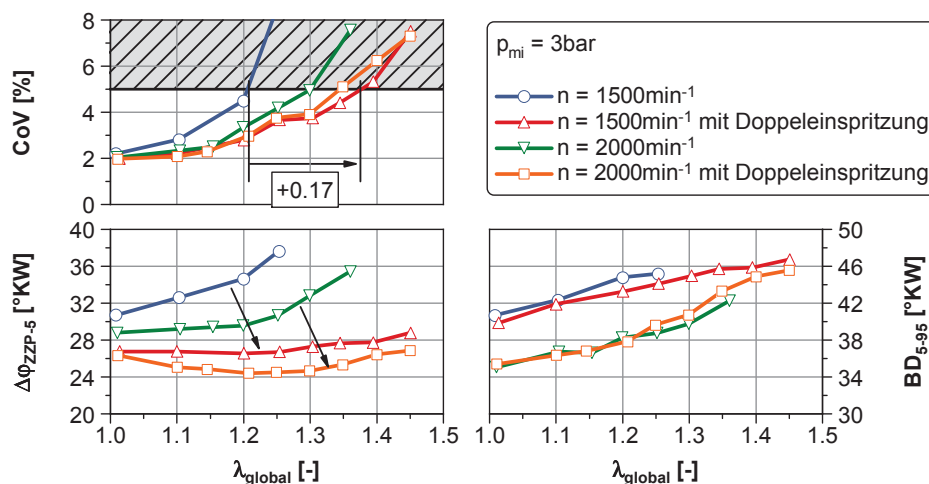


Abbildung 5.22: Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Aufgrund der verlängerten Brenndauern und dem dadurch verstärkten Flame-Quenching steigen die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen bei zunehmender Abmagerung stetig (siehe Abb. 5.23). Da die zweite Einspritzung lediglich den Zündverzug beeinflussen kann, ist dieser Zusammenhang auch durch die optimierte Einspritzstrategie nicht zu umgehen. Die Kohlenmonoxid-Emissionen fallen infolge des Luftüberschusses zunächst stark, steigen jedoch ab einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von 1,2 wieder leicht. Die Stickoxid-Emissionen reduzieren sich als Resultat der höheren globalen Abmagerbarkeit mit Doppeleinspritzung und erreichen für beide Betriebspunkte Werte unterhalb von 100 ppm. Im Hinblick auf eine Stickoxid-Abgasnachbehandlung können somit durch die Doppeleinspritzung zusätzliche Vorteile erzielt werden.

²⁶Dass die zweite Einspritzung lediglich die Entflammungsphase positiv beeinflusst und nahezu keine Auswirkungen auf das weitere Brennverhalten hat, kann anhand der Summenbrennverläufe in Abb. C7 im Anhang auf Seite 171 für einen ausgewählten Betriebspunkt nachvollzogen werden.

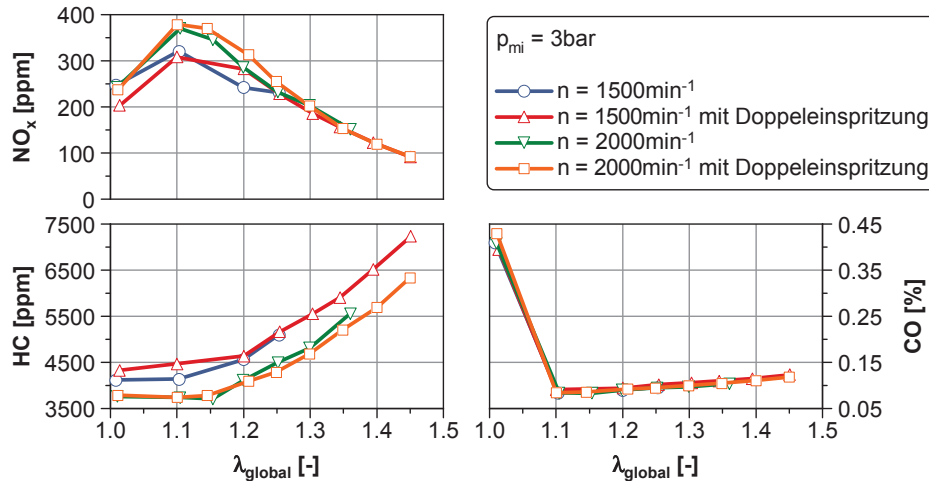


Abbildung 5.23: Vergleich von HC-, CO- und NO_x-Emissionen mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Ein Vorteil in Bezug auf den Wirkungsgrad lässt sich allerdings, wie in [Abb. 5.24](#) nachvollziehbar, durch die Doppeleinspritzung nicht erzielen. Insbesondere bei 1500 min^{-1} erweitert sich das Plateau der maximalen Wirkungsgrade zwar stark, bei 2000 min^{-1} bleiben die maximalen Wirkungsgrade dagegen leicht hinter den Werten mit Einfacheinspritzung zurück. Dieser Zusammenhang lässt sich auch an anderen Betriebspunkten erkennen. Obwohl die Magerlaufgrenze durch die optimierte Einspritzstrategie hin zu höheren Luft-Kraftstoff-Verhältnissen verschoben werden kann, können – wie auch bei der Verdünnung mit Abgas bei gleicher Schwerpunktlage – keine weiteren Wirkungsgradpotenziale erschlossen werden.

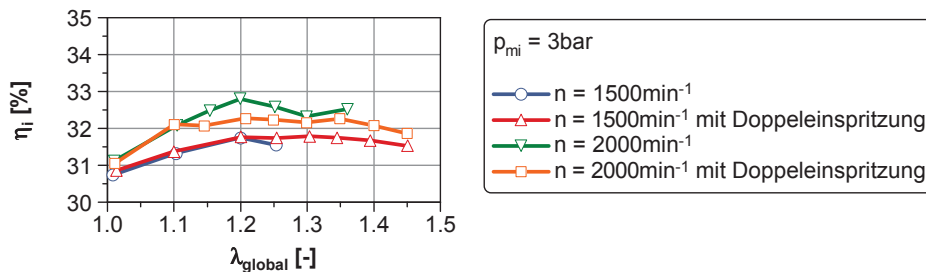


Abbildung 5.24: Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Erweiterung des stabilen Zündfensters durch Doppeleinspritzung

Die Untersuchungen in Abschnitt 5.1.4 haben gezeigt, dass die Verkürzung des Zündverzugs durch die zweite Einspritzung bei Verdünnung mit Abgas dazu genutzt werden kann, das stabile Zündfenster zu erweitern und somit die Schwerpunktlage der Verbrennung hin zu früheren Werten zu verstellen. Diese Frühverstellung erlaubt die Erschließung von zusätzlichen Wirkungsgradpotenzialen, da die optimale Schwerpunktlage bei sehr langen Brenndauern augenscheinlich etwas früher liegt als die üblichen 8°KW nach OT²⁷.

Ähnliche Betrachtungen werden nun für den Magerbetrieb anhand von [Abb. 5.25](#) angestellt.

²⁷Die aus [Bargende und Greiner, 2003] bekannten optimalen Werte für den Verbrennungsschwerpunkt können anhand von Zündwinkelschleifen bei diversen Betriebspunkten mit moderaten Brenndauern auch für den vorliegenden Versuchsträger bestätigt werden.

Die Verringerung des Zündverzugs durch die zweite Einspritzung erlaubt einen aussetzerfreien Betrieb mit früheren Schwerpunktlagen als ohne. Allerdings kann der Schwerpunkt bereits mit Einfacheinspritzung bis zum oberen Totpunkt nach früh verstellt werden.

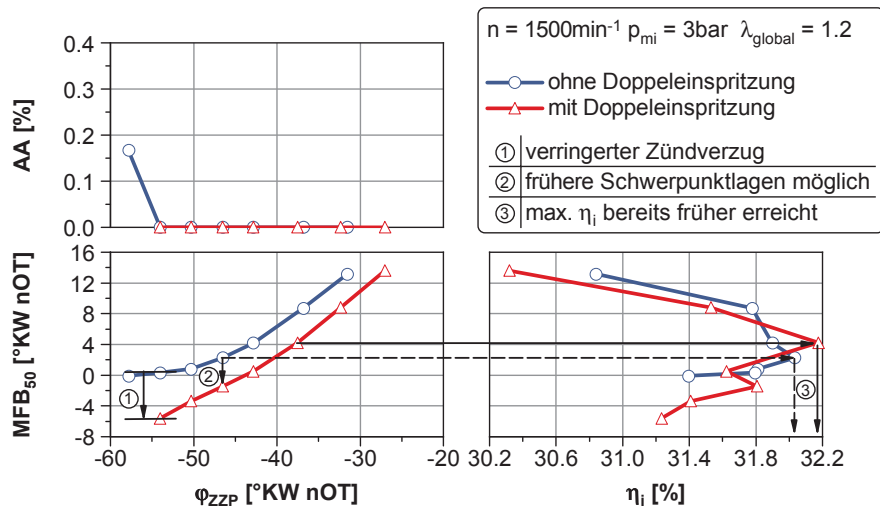


Abbildung 5.25: Nutzbares Zündfenster mit und ohne Einsatz einer Doppeleinspritzung bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Die maximalen Wirkungsgrade werden nach OT erreicht, sodass diese ohne zweite Einspritzung darstellbar sind. Der Trend zu einer früheren wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlage bei sehr langen Brenndauern im Bereich von etwa 2 bis 4 °KW nach oberem Totpunkt wird auch für den Magerbetrieb bestätigt.

5.3 Vergleich von Abmagerung und Abgasrückführung bei Teillast

Für den direkten Vergleich der beiden entdrosselnden Maßnahmen Abmagerung und Abgasrückführung wird die in Abschnitt 2.5 beschriebene Verdünnungsrate herangezogen. In Abb. 5.26 sind exemplarisch die Variationen der externen Abgasrückführung und des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses mit minimalem internen Restgasgehalt bei zwei verschiedenen Lasten dargestellt. Die Ventilsteuerzeiten von Ein- und Auslassventil sind jeweils gleich. Die Verträglichkeit gegenüber der Verdünnung ist für Luft deutlich höher als für Abgas. Sowohl bei 3 als auch bei 6 bar steigt die Varianz des indizierten Mitteldruckes erst bei höheren Verdünnungsraten an und die Laufgrenze wird ca. 7 Prozentpunkte später erreicht. Die Brenndauer nimmt weniger steil zu und weist an der Laufgrenze für beide Arten der Verdünnung Werte von etwa 45 °KW auf. Der Zündverzug zeigt ein ähnliches Verhalten, erreicht allerdings bei maximaler Abmagerung niedrigere Werte. Die geringere Verträglichkeit gegenüber Abgas kann auf den erhöhten Anteil inerten Gases zurückgeführt werden. Die Sauerstoffkonzentration bei einer Verdünnung mit Luft ist höher, sodass die Reaktionsgeschwindigkeit, die maßgeblich Einfluss auf die laminare Brenngeschwindigkeit hat, weniger stark sinkt.²⁸

²⁸Um den Einfluss der Verdünnung auf die Temperatur im Verbrannten und den Summenbrennverlauf zu verdeutlichen sind in Abb. C8 und Abb. C9 im Anhang auf Seite 171 diese Größen für ausgewählte Betriebspunkte dargestellt. Im Gegensatz zu den übrigen Analysen werden hier für realistischere Temperaturverhältnisse zweizonige Berechnungen vorgenommen.

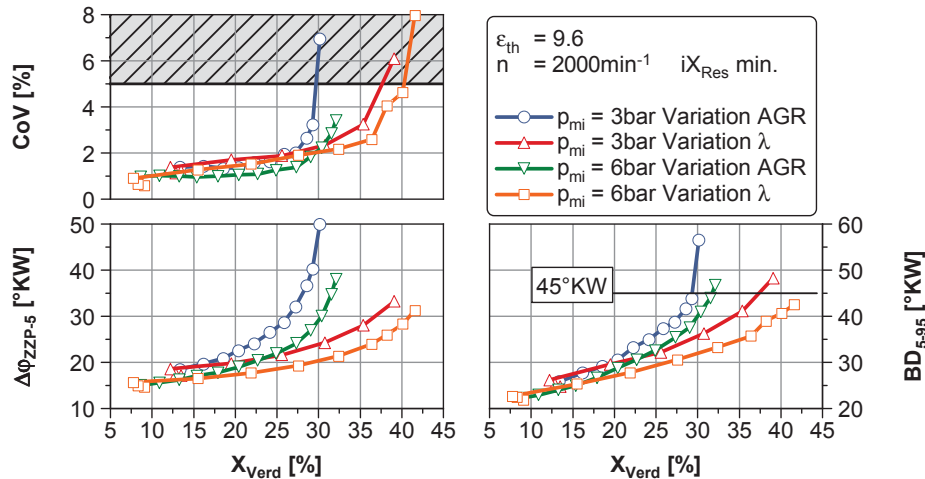


Abbildung 5.26: Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Der indizierte Wirkungsgrad steigt laut Abb. 5.27 über der Variation des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses zunächst im fetten Bereich aufgrund der reduzierten Verluste durch unvollständige Verbrennung stark. Die Verdünnungsrate verringert sich durch die Abnahme des überschüssigen Kraftstoffes. Anschließend nimmt der Wirkungsgrad bis zur Annäherung an die Laufgrenze über der Verdünnungsrate weiter zu. Ausgehend von den Punkten bei stöchiometrischen Bedingungen und ohne externe AGR steigt der Wirkungsgrad durch eine Verdünnung mit Abgas in geringerem Maße. Die entdrosselnde Wirkung ist infolge der höheren Temperaturen des rückgeführten Abgases bei gleicher Verdünnungsrate zwar größer, der Einfluss der Stoffeigenschaften und die höheren Verluste durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung hingegen führen zu niedrigeren Gesamtwirkungsgraden.

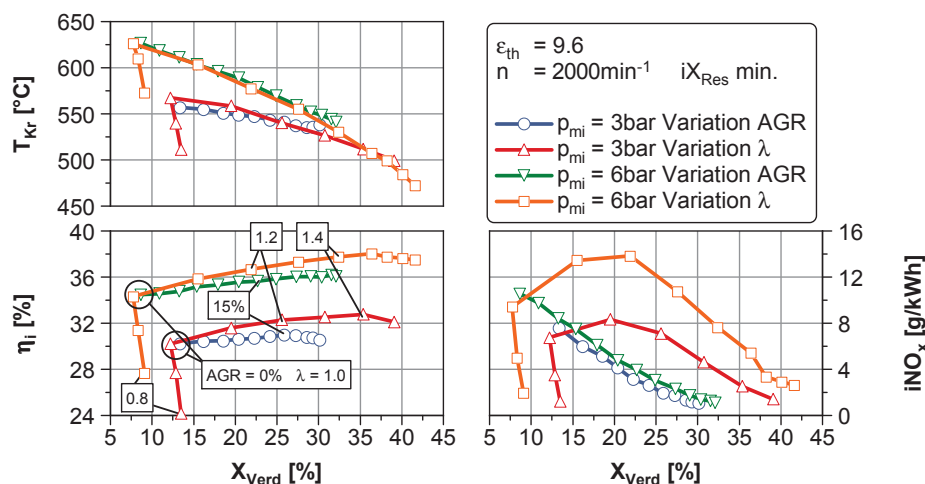


Abbildung 5.27: Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer Abgasrückführung auf Wirkungsgrad, spezifische Stickoxid-Emissionen und Krümmertemperatur über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

Die spezifischen Stickoxid-Emissionen sind wegen des höheren Inertgasanteils des Abgases bei gleicher Verdünnungsrate geringer. Sowohl bei Anfettung als auch bei maximaler Verdünnung mit Luft oder Abgas ergeben sich Werte um 2 g/kWh . Die Abgastemperatur zeigt im mageren Bereich eine hervorragende Übereinstimmung zwischen Verdünnung mit Luft und Abgas über der

Verdünnungsrate. Die geänderten Stoffdaten haben hierauf folglich weniger Einfluss, wohingegen die Erhöhung der Zylindermasse dominant ist.

5.4 Spätes Einlassschließen

Eine Entdrosselung kann ferner durch eine Veränderung der Ventilsteuerzeiten erreicht werden. Die gewünschte Füllung kann in diesem Fall anstatt durch eine Drosselung sowohl durch ein früheres als auch späteres Schließen der Einlassventile eingestellt werden. Der Ventiltrieb wird für die Untersuchungen in dieser Arbeit um keine zusätzlichen Variabilitäten erweitert. Lediglich die Phasenlage der Einlass- und Auslasshubkurven lassen sich in der vorhandenen Motorkonfiguration verstellen. Der angestrebte Betrieb mit hohen Spülraten bei hoher Last und niedriger Drehzahl erfordert hohe Ventilüberschnitte. Der Verstellbereich des Öffnens der Einlassventile muss daher konstant gehalten werden. Eine Entdrosselung lässt sich somit über eine feste Verkürzung oder Verlängerung der Einlassventilöffnungsdauer realisieren. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird auch der Einfluss der Einlassventilöffnungsdauer bei hohen Lasten bewertet. Anhand der Untersuchungen in [Hettinger, 2012b] an einem hochaufgeladenen Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb kann nachvollzogen werden, dass das späte Einlassschließen (SES) infolge positiver Effekte auf die Klopfneigung dem frühen Einlassschließen vorzuziehen ist.

Die Auswahl der Ventilöffnungszeiten erfolgt mittels 1d-Strömungssimulation anhand der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen von [Thole, 2011] und [Sonka, 2012]. Die zu erwartende Wirkungsgradsteigerung durch spätes und frühes Einlassschließen im ange-drosselten Bereich ist den Simulationsergebnissen zufolge vergleichbar. Insbesondere bei höheren Motordrehzahlen ist es für die maximal erzielbare Zylinderfüllung von Vorteil, dass das späte Einlassschließen mit der bestehenden Auslegung des Ventiltriebs ohne eine Reduktion des Ventilhubes realisierbar ist. Aus diesem Grund wird hier die Verlängerung der Ventilöffnungsdauer und somit das späte Einlassschließen als Maßnahme zur Entdrosselung näher untersucht. Anhand der Simulation können zusätzlich zu der Basisauslegung mit einer Öffnungszeit von 211 °KW²⁹ zwei weitere sinnvolle Varianten mit 30 bzw. 40 °KW längerer Öffnungszeit identifiziert werden. Deren Auswirkungen auf das Brennverfahren werden im Folgenden am Einzylinder detailliert betrachtet.

5.4.1 Einfluss auf den Ladungswechsel bei niedriger Last

Alle im Weiteren dargestellten Untersuchungen erfolgen bei einer thermodynamischen Verdichtung von 11,0. [Abb. 5.28](#) zeigt exemplarisch für einen Teillastbetriebspunkt bei 2000 min⁻¹, wie die Ventilhubkurven angepasst werden. Im dargestellten Punkt ist das Auslassventil zur optimalen Ausnutzung der Expansion maximal nach spät verstellt. Das Einlassventil hingegen ist für beide Öffnungszeiten im Frühanschlag, um hohe interne Restgasgehalte zu realisieren. Der Einlassventilmassenstrom kehrt sich bei der verlängerten Öffnungszeit nach unterem Totpunkt um,

²⁹bezogen auf 0,5 mm Ventilhub

sodass die Zylinderladung zurück ins Saugrohr strömt. Bezogen auf die gesamte gefangene Masse werden in diesem Betriebspunkt somit etwa 16 % der Ladungsmasse zurückgeschoben. Durch den geänderten notwendigen Saugrohrdruck zur Erreichung desselben indizierten Mitteldruckes wird auch das Überströmen von Restgas vom Abgastrakt in das Saugrohr leicht beeinflusst.

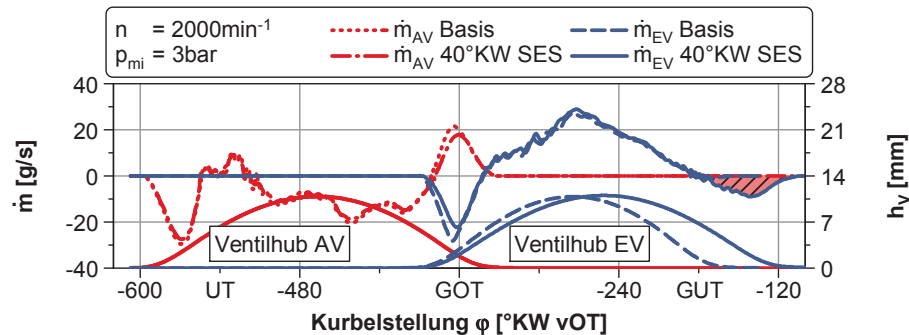


Abbildung 5.28: Verlauf der Einlass- und Auslassventilmassenströme für zwei verschiedene Ventilöffnungszeiten bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$

Die Auswirkung des späten Einlassschließens auf die Ladungswechselverluste lässt sich am anschaulichsten mithilfe des Zylinderdruck-Zylindervolumen-Diagramms in [Abb. 5.29](#) erläutern. Das Zurückschieben von Frischgemisch in das Saugrohr bedingt für eine Konstanzhaltung der gefangenen Zylindermasse und damit der Last höhere Saugrohrdrücke. Aufgrund des geringeren Ladungswechselverlustes verringert sich der notwendige indizierte Mitteldruck im Hochdruckteil, um den gesamten indizierten Mitteldruck konstant zu halten. Diese Verringerung führt zu dem ersichtlichen geringeren Druck bei Kompressionsbeginn nach Einlassschließen. Dem Wirkungsgradgewinn durch eine Reduktion der Ladungswechselschleife steht jedoch eine Erhöhung des Kompressionsverlustes gegenüber. Die Kompression startet zu einem späteren Zeitpunkt und die Hochdruckschleife wird dadurch gegenüber einer polytropen Verdichtung angefangen bei UT reduziert.

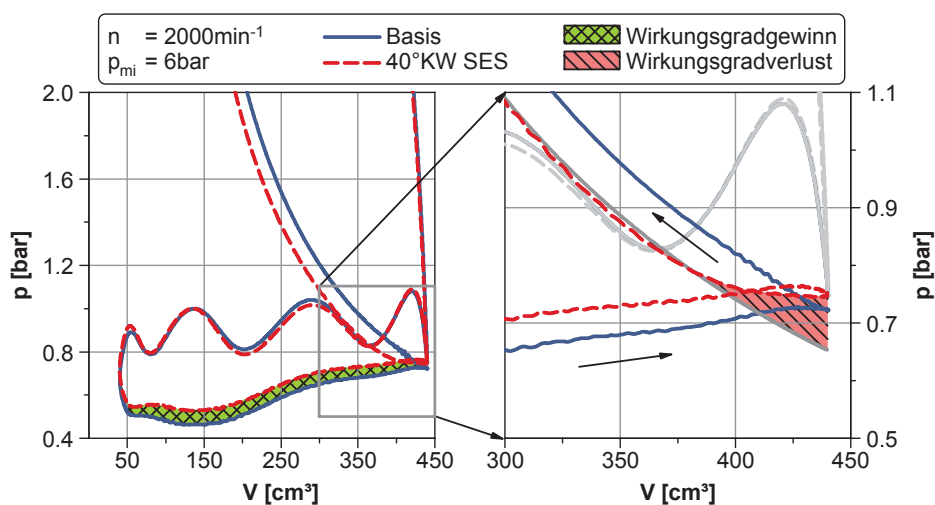


Abbildung 5.29: Einfluss des späten Einlassschließens auf die Ladungswechselschleife im saugmotorischen Betrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$

5.4.2 Einfluss auf die motorischen Kenngrößen bei niedriger Last

Wie in Abschnitt 5.1.1 beschrieben, lassen sich die höchsten Wirkungsgrade bei niedriger Last durch eine Maximierung der internen Restgasrate erzielen. Für den Betrieb mit späterem Einlassschließen ergibt sich hierdurch allerdings ein Zielkonflikt: Der Entdrosselung durch internes Restgas mit früheren Ventilsteuerzeiten steht die Entdrosselung durch spätes Einlassschließen bei späteren Ventilsteuerzeiten gegenüber. Die optimale Phasenlage des Einlassventils wird daher anhand der Variation dieser ermittelt und in [Abb. 5.30](#) dargestellt.

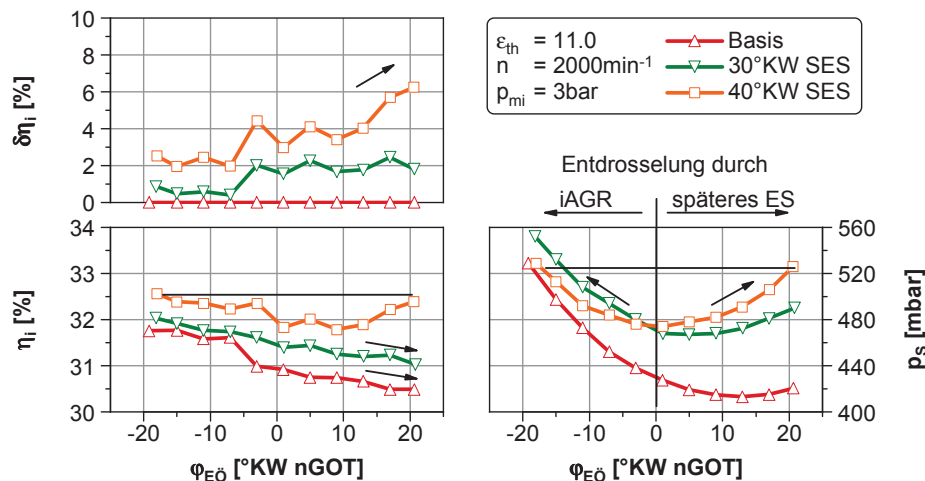


Abbildung 5.30: Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Der beschriebene Zielkonflikt lässt sich mittels des Saugrohrdruckes über der Ventilsteuerzeit nachvollziehen. Mit der längsten Einlassventilöffnungsdauer lassen sich im Spätanschlag dieselben Saugrohrdrücke erreichen wie im Frühanschlag mit maximalem internem Restgasgehalt. Der Wirkungsgrad beginnt in diesem Bereich erneut leicht zu steigen, sodass annähernd die gleichen Werte wie im Frühanschlag realisierbar sind. Der Vorteil gegenüber der Basisauslegung, der vorher nahezu konstant bei etwa 2 bis 3 % lag, steigt hier ebenso minimal an. Mit der 30 °KW längeren Öffnungsdauer lässt sich der maximale Wirkungsgrad weiterhin bei maximalem Ventilüberschnitt erreichen. Der Saugrohrdruck ist in diesem Bereich für beide Konfigurationen mit SES nur geringfügig höher als in der Referenz. Um die entdrosselnde Wirkung des SES zu nutzen und höhere Wirkungsgradpotenziale zu erschließen, wären also deutlich längere Öffnungszeiten des Einlassventils sinnvoll. Da diese allerdings bei hohen Lasten den notwendigen Ladedruckbedarf sehr stark erhöhen, sind sie weniger geeignet. Ohne weitere Ventiltriebsvariabilitäten muss also bei der Wahl der Einlassventilöffnungsdauer wiederum ein Kompromiss zwischen Entdrosselung bei niedriger Last und Ladedruckbedarf bei hoher Last gefunden werden.

Die thermodynamische Verlustteilung für diese Variation ist in [Abb. C10](#) im Anhang auf Seite 172 dargestellt. Der Einfluss auf die Emissionswerte kann [Abb. C11](#) auf Seite 172 entnommen werden. Insgesamt ergeben sich durch die 40 °KW längere Einlassventilöffnungsdauer Wirkungsgradvorteile von ca. 2 bis 5 % im Bereich einer indizierten Last von 2 bis 6 bar und niedrigen Drehzahlen von 1000 bis 2000 min^{-1} . Bei 3000 min^{-1} hingegen gleichen sich die Wirkungsgrade im saugmotorischen Bereich an.

Abb. 5.31 veranschaulicht mit dem Einfluss der Einlassventilsteuzeit auf den indizierten Mitteldruck während des Ladungswechsels ebenso die geringfügige Entdrosselung durch die längere Einlassventilöffnungsdauer. Die internen Restgasgehalte sind zwar bei gleicher Ventilsteuerzeit vergleichbar, liegen aber aufgrund der höheren Saugrohrdrücke der längeren Öffnungsdauer minimal niedriger. Das Einlassschließen für alle drei Variationen bezogen auf den unteren Totpunkt nach dem Ansaugtakt ist zur Vollständigkeit ebenfalls abgebildet.

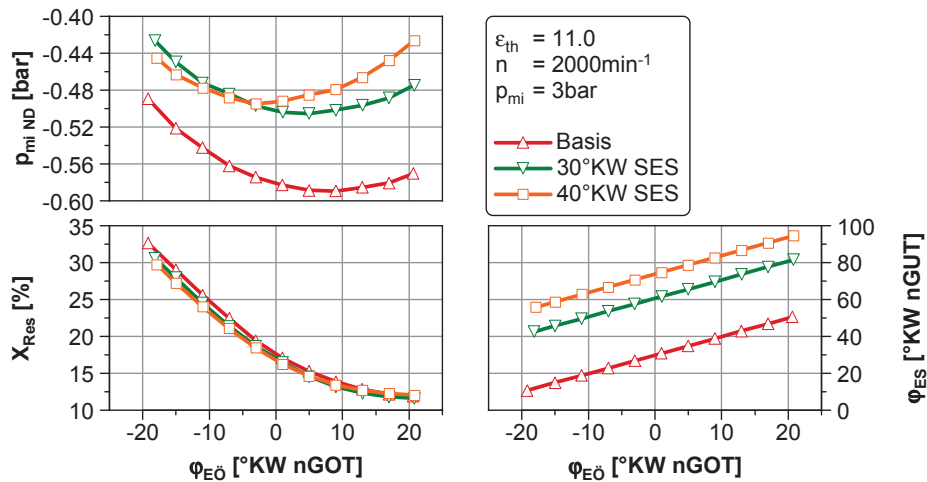


Abbildung 5.31: Einfluss der Einlassventilsteuzeit mit und ohne SES auf internen Restgasgehalt und indizierten Mitteldruck in der Niederdruckschleife bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Werden die Kenngrößen der Verbrennung in Abb. 5.32 betrachtet, fällt auf, dass das späte Einlassschließen sowohl Zündverzug als auch Brenndauer leicht verlängert. Insbesondere bei späten Einlassventilsteuerzeiten steigt der Zündverzug für die längste Öffnungsdauer etwas an. Das Zurückschieben von Ladungsmasse in das Saugrohr beeinflusst die Tumble-Strömung negativ, sodass weniger turbulente kinetische Energie zur Verfügung steht, um den Durchbrand zu beschleunigen. Dieser Zusammenhang wirkt sich bei einer weiteren Verlängerung der Ventilöffnungsdauer negativ auf das Brennverfahren aus und begrenzt das mögliche Maß der Entdrosselung bei einer Erhöhung der Ventiltriebsvariabilitäten.

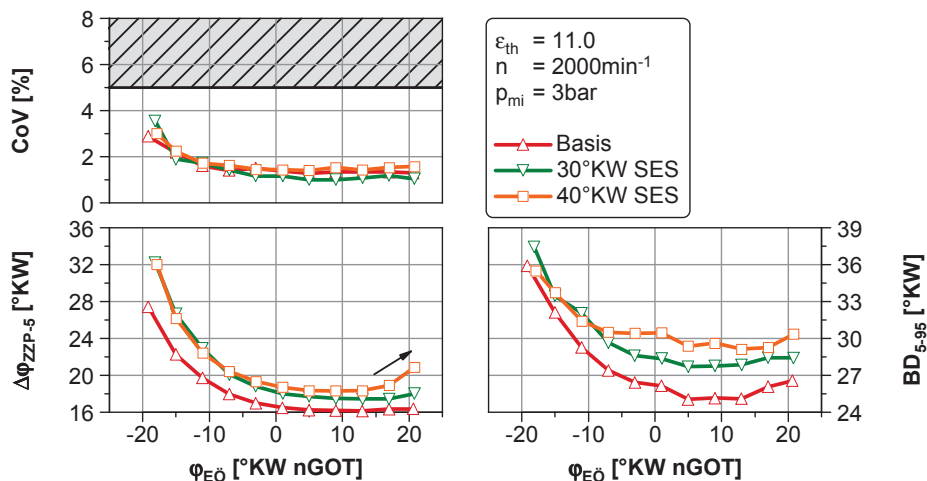


Abbildung 5.32: Einfluss der Einlassventilsteuzeit mit und ohne SES auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

5.5 Verbrauchspotenziale der entdrosselnden Maßnahmen im NEFZ

Die vorangegangenen Untersuchungen werden nun genutzt, um für den Einzylindermotor den Kennfeldbereich, der vom Neuen Europäischen Fahrzyklus abgedeckt wird, jeweils für die verschiedenen Maßnahmen zu optimieren. Als Referenz dient hierzu das wirkungsgradoptimale Kennfeld der Ausgangskonfiguration, welches stets eine Optimierung der Steuerzeiten mit maximalem internen Restgasgehalt umfasst. Mithilfe der ermittelten Kennfelder inklusive dem Leerlauf bei 1000 min^{-1} und einem Schwerpunkt von 50 °KW als Drehmomentreserve kann somit eine Zyklussimulation einschließlich Verlustteilung durchgeführt werden. Die Ergebnisse dieser werden im Folgenden näher erläutert.

5.5.1 Potenzial der Ladungsverdünnung durch externe Abgasrückführung

Zunächst wird auf die Auswirkungen der Entdrosselung durch eine externe Abgasrückführung eingegangen. Die Auslassventilsteuerzeit ist über den gesamten in Abb. 5.33 dargestellten Kennfeldbereich wirkungsgradoptimal so spät wie aus Stabilitätsgründen möglich gewählt. Das Einlassventil wird zur Maximierung der intern rückgeführten Abgasmasse – ebenfalls im Rahmen der Stabilitätsgrenzen – nach früh verstellt. Da hierdurch die Laufgrenze bis 2 bzw. 3 bar indiziertem Mitteldruck je nach Drehzahl bereits erreicht wird, ist keine zusätzliche externe Abgasrückführung möglich. Die maximalen externen Restgasraten ergeben sich im Bereich von 6 bar indiziertem Mitteldruck, in dem auch die Laufgrenze erreicht wird. Ab 9 bar fällt die eingesetzte AGR-Rate ab, da bereits vor Erreichen der Stabilitätsgrenze eine volle Entdrosselung erfolgt und damit kein Spülgefälle zwischen Abgas- und Ansaugtrakt vorhanden ist. Eine Androsselung des Abgasstroms zur Erhöhung der Restgasraten ist zwar möglich, bezüglich des Wirkungsgrades jedoch nicht sinnvoll, denn das nur noch geringe Potenzial zur Steigerung des Wirkungsgrades durch eine Veränderung der Stoffwerte des Arbeitsgases und verringerte Prozesstemperaturen würde infolge der erneut erhöhten Ladungswechselverluste ausgeglichen. Das größte Verbrauchspotenzial, welches hier voll ausgeschöpft ist, ergibt sich durch die Entdrosselung.

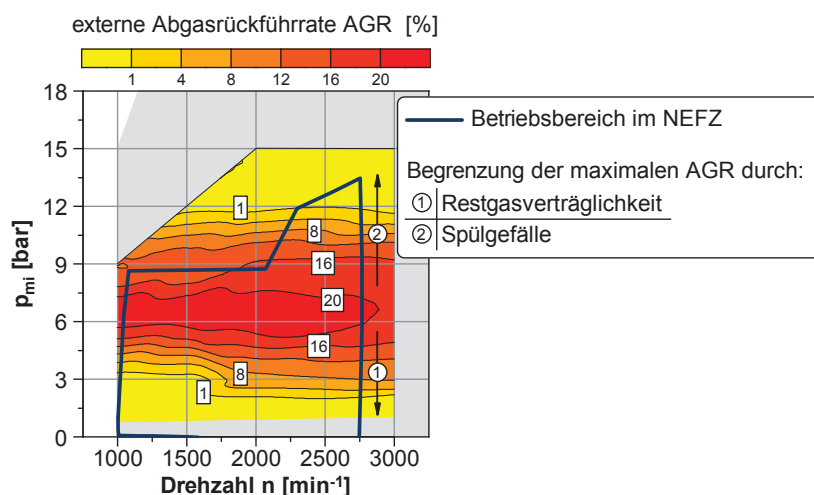


Abbildung 5.33: Darstellbare Abgasrückführaten im NEFZ-relevanten Kennfeldbereich

Die größten Verbrauchsvorteile durch externe Abgasrückführung von bis zu 3 % lassen sich oberhalb von 6 bar indiziertem Mitteldruck erzielen. Da dieser Bereich trotz des extremen Downsizings des verwendeten Versuchsträgers im NEFZ nur in begrenztem Maße genutzt wird, fällt der Verbrauchsvorteil im Fahrzyklus gering aus. Der effektive Wirkungsgrad kann durch die zusätzliche externe Rückführung von Abgas im kombinierten NEFZ lediglich um 0,9 % angehoben werden, was einer Verbrauchersparnis von 0,9 % oder rund 1 gCO₂/km entspricht (siehe Abb. 5.34).

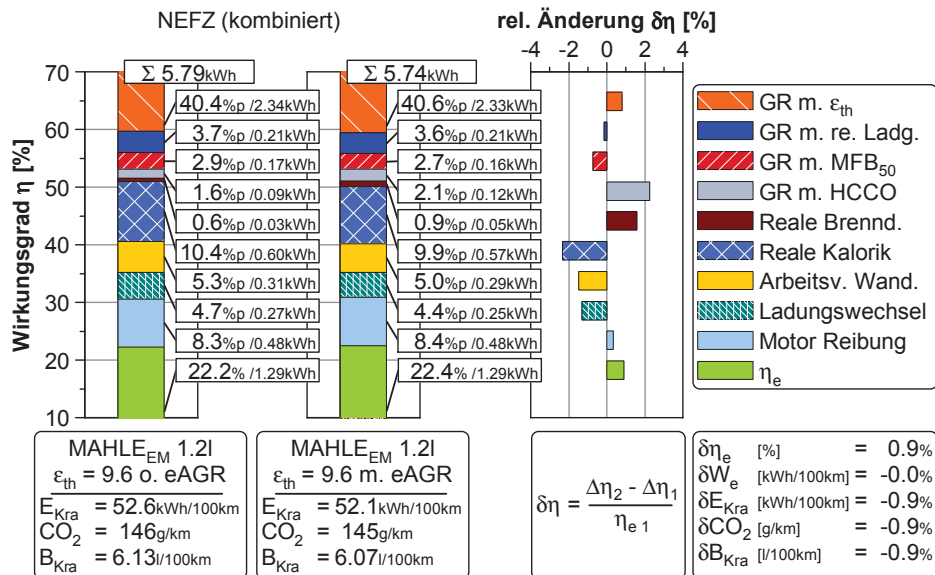


Abbildung 5.34: Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE_{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,6 mit und ohne externe AGR im NEFZ

Insbesondere der Anstieg des Verlustes durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid sowie die Verlängerung der Brenndauer reduzieren die Vorteile in der Kalorik und Wandwärme aufgrund geringerer Prozesstemperaturen und im Ladungswechsel infolge der Entdrosselung. Die sehr geringen Vorteile durch eine externe Abgasrückführung sind trotz der hohen Restgasverträglichkeit auf das hohe Maß an Entdrosselung mittels interner Abgasrückführung und den hohen Downsizing-Grad zurückzuführen. Für einen Versuchsträger ohne variable Phasenlage des Einlassventils fallen die Potenziale entsprechend höher aus. Da jedoch auch die hohen Ventilüberschnitte für die Darstellung hoher Spülraten bei niedriger Drehzahl und hoher Last notwendig sind, ist der extreme Downsizing-Grad des hier genutzten Versuchsträgers mit einstufiger Aufladung ohne Phasensteller nicht denkbar. Aus Sicht der geringen Potenziale der externen Abgasrückführung im saugmotorischen Bereich und den mit ihr verbundenen Herausforderungen – z. B. in der Regelung und den Kosten für eine zusätzliche AGR-Strecke mit Ventil – ist ein Einsatz für diesen Versuchsträger nur für diesen Zweck nicht sinnvoll. Die Vorteile einer externen Abgasrückführung in anderen Kennfeldbereichen werden zur Reduktion der Klopfneigung in Abschnitt 6.3 sowie zur Reduktion der notwendigen Anfettung in Abschnitt 7.1 näher untersucht.

5.5.2 Potenzial der Ladungsverdünnung durch Abmagerung

Für den Betrieb mit überstöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Verhältnis wird die Phasenlage des Ein- bzw. Auslassventils für einen maximalen internen Restgasgehalt optimiert. Die hohen inter-

nen Restgasgehalte reduzieren zwar die maximal erzielbare Abmagerung, beeinflussen allerdings die Stickoxid-Emissionen positiv. Die erreichbaren Wirkungsgradvorteile sind mit denen bei einer Minimierung der Restgasrate vergleichbar³⁰. Die dabei möglichen Luft-Kraftstoff-Verhältnisse sind in [Abb. 5.35](#) aufgezeigt.

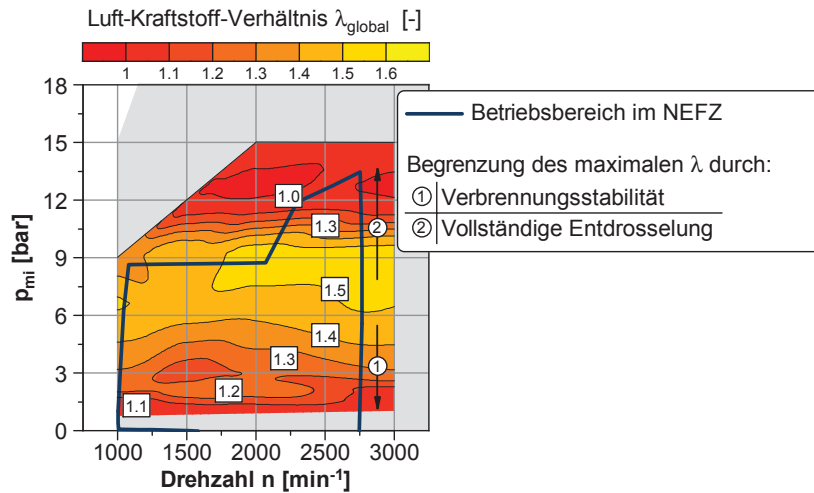


Abbildung 5.35: Darstellbares Luft-Kraftstoff-Verhältnis im NEFZ-relevanten Kennfeldbereich

Bei niedriger Last wird die maximale Abmagerbarkeit durch die Stabilität der Verbrennung begrenzt, während bei höheren Lasten der Motor vollständig entdrosselt betrieben werden kann. Hier ließen sich durch eine weitere Aufladung leichte Verbrauchsvorteile generieren, die allerdings für den Neuen Europäischen Fahrzyklus aufgrund der geringen Verbrauchsanteile dieses Kennfeldbereichs nicht ins Gewicht fallen. Infolge der hohen Massenströme ergäben sich zudem hohe absolute Stickoxid-Emissionen, welche wiederum durch eine zusätzliche Abgasnachbehandlung reduziert werden müssten. Gegebenenfalls wäre dies mit einem Mehrverbrauch verbunden, der die erzielbaren Wirkungsgradvorteile reduziert oder sogar vollständig kompensiert. Im dargestellten Kennfeld ergeben sich somit maximale Luft-Kraftstoff-Verhältnisse von etwa 1,55.

Wird nun erneut die Zyklusverlustteilung für den Betrieb mit Luftüberschuss betrachtet, ergibt sich, wie in [Abb. 5.36](#) dargestellt, ein Verbrauchsvorteil von 3,7 % oder 5 gCO₂/km. Den größten Anteil an der Verbesserung des Wirkungsgrades hat hierbei der Verlust durch reale Kalorik als Resultat der abgesenkten Prozesstemperaturen und der Verlust durch reale Ladung aufgrund des verbesserten Isentropenexponenten der Zylinderladung. Erst an dritter Stelle folgt die Reduktion des Verlustes durch die Entdrosselung. Absolut betrachtet sinkt auch der Arbeitsverlust durch Wandwärme, relativ gesehen bleibt er aber nahezu konstant. Im Vergleich dazu steigen die Verluste durch HC und CO sowie durch die deutlich verlängerten Brenndauern.

³⁰siehe hierzu auch Abschnitt 5.2 auf Seite 67

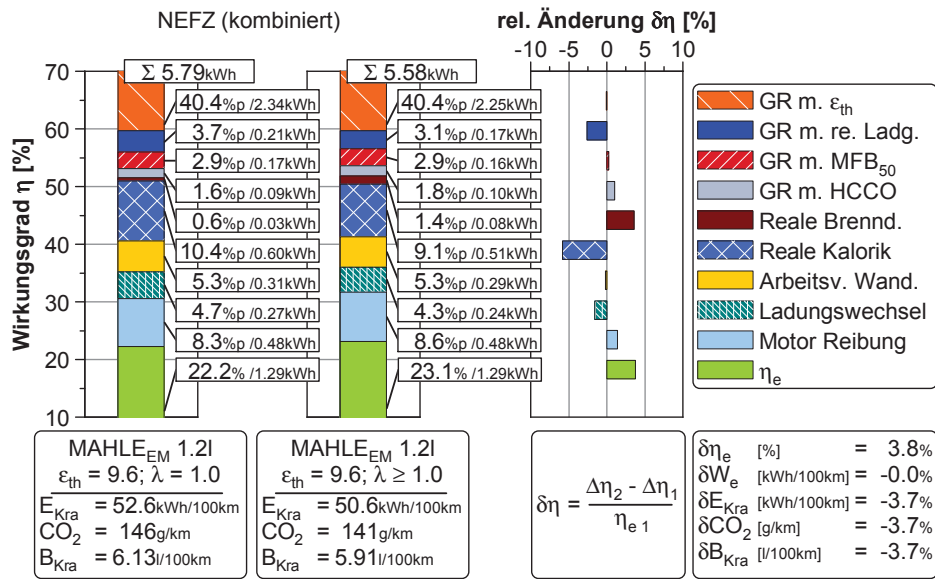


Abbildung 5.36: Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE_{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,6 mit stöchiometrischem und mageren Betrieb im NEFZ

Den Verbrauchspotenzialen stehen je nach System zur Abgasnachbehandlung Einschränkungen gegenüber. Bei einer Abgasnachbehandlung mit Speicherkatalysator müssen die Potenziale nach einer groben Abschätzung anhand der gemessenen Stickoxid-Massenströme um etwa 1,5 % reduziert werden. Die hier ausgewiesenen 3,7 % gelten lediglich in einer Kombination mit einem Abgasnachbehandlungssystem, welches ein zusätzliches Reduktionsmittel³¹ zur Beseitigung der Stickoxid-Emissionen nutzt. Eine weitere Einschränkung der Potenziale ergibt sich im Kaltstart durch die notwendige Warmlaufphase bis zur Einsatzbereitschaft des Abgasnachbehandlungssystems. Da die hier beschriebenen Zyklussimulationen stets als Warmtest zu verstehen sind, bleibt dieser Einfluss unberücksichtigt.

5.5.3 Potenzial des späten Einlassschließens

Auf die Darstellung des zyklusrelevanten Kennfeldbereichs kann verzichtet werden, da das späte Einlassschließen hier über eine feste Verlängerung der Einlassventilöffnungsdauer erreicht wird und somit im gesamten Motorkennfeld wirksam ist. Wichtig in diesem Zusammenhang: Der Leerlauf inklusive der Drehmomentreserve muss über einen Schwerpunkt von 50 °KW ebenfalls mit SES darstellbar sein. Der Vergleich erfolgt bei geänderter Verdichtung, sodass sich auch die Werte der Referenz ändern. Die Ventilsteuerzeiten sind abermals, wie bereits beschrieben, für einen maximalen Wirkungsgrad bei gleichzeitiger Einhaltung der Stabilitätsgrenzen optimiert. Der Verbrauchsvorteil von etwa 1,4 % im NEFZ (siehe Abb. 5.37) ist in erster Linie auf die entdrosselnde Wirkung des späten Einlassschließens zurückzuführen. Er ist erneut sehr gering und liegt im Bereich der externen Abgasrückführung. Der zusätzliche Verbrauchsvorteil durch eine Verdichtungsanhebung wird an späterer Stelle in Abschnitt 6.1.4 diskutiert.

³¹z. B. eine selektive katalytische Reduktion unter Zuhilfenahme von Ammoniak

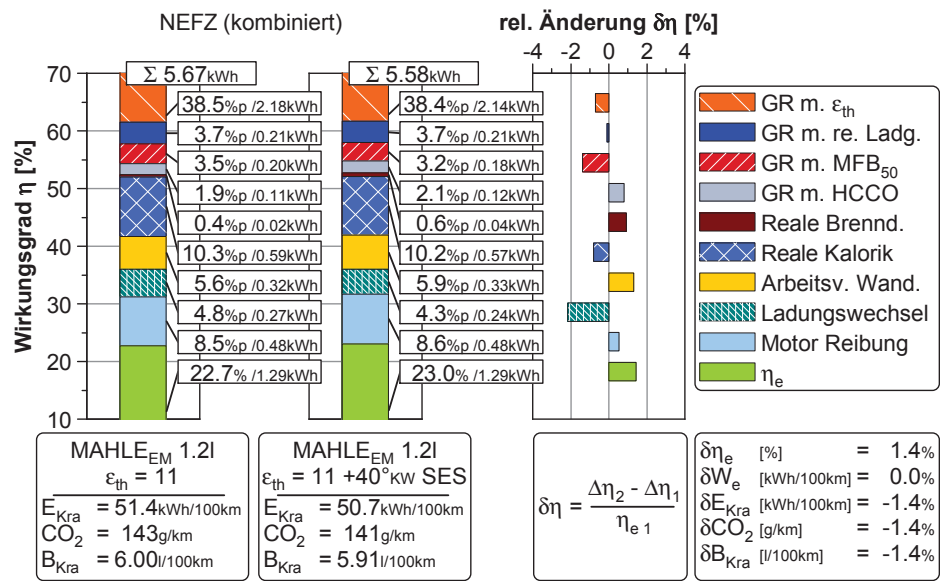


Abbildung 5.37: Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE_{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 11,0 mit und ohne 40 °KW spätem Einlassschließen im NEFZ

Kapitel 6

Optimierung des Verdichtungsverhältnisses

Die Anpassung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses erfolgt über eine Veränderung der Muldentiefe des Kolbens und damit über eine Veränderung des Kompressionsvolumens. Für die Untersuchung stehen drei verschiedene Verdichtungsverhältnisse zur Verfügung. Wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, erfolgt der Vergleich der Verdichtungen anhand des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses. Der Zusammenhang zwischen geometrischer und thermodynamischer Verdichtung ist für den Versuchsträger in Abb. 6.1 dargestellt. Die geometrische Verdichtung wird in allen drei Fällen aus den Konstruktionsdaten der Kolbengeometrie und Motorgeometrie ermittelt und für die ersten beiden Varianten am Vollmotor durch Auslitern nachgemessen. Die thermodynamische Verdichtung hingegen wird nach dem in [Burkhardt und Bargende, 2006] beschriebenen erweiterten Symmetrienverfahren bestimmt.

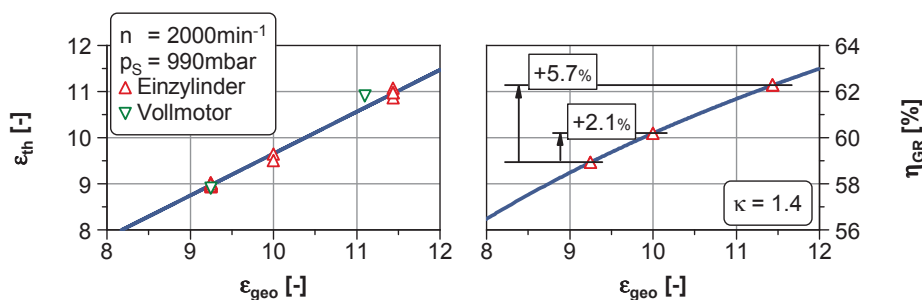


Abbildung 6.1: Thermodynamisches Verdichtungsverhältnis sowie idealer Gleichraumwirkungsgrad für die untersuchten Verdichtungsverhältnisse

Auf der linken Seite der Abb. 6.1 ist zu erkennen, dass die thermodynamische Verdichtung für die untersuchten Varianten in etwa linear von der geometrischen Verdichtung abhängt und stets ca. 0,3 bis 0,4 Einheiten unter dieser liegt. Dargestellt ist lediglich ein Betriebspunkt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und vollständig geöffneter Drosselklappe ohne Fremdaufladung. Jeder dargestellte Datenpunkt entspricht einer Bestimmung der thermodynamischen Verdichtung nach einem signifikanten Prüfstandsumbau, wie z. B. einem Kolben- oder Nockenwellentausch. Es zeigt sich, dass die Bestimmung der thermodynamischen Verdichtung auch nach längerer Laufzeit des Einzylindermotors und mehreren Wechseln zwischen den geometrischen Verdichtungen reproduzierbare Werte liefert. Auch die Messwerte, welche am Vollmotor bestimmt werden, bestätigen die Abhängigkeit der thermodynamischen von der geometrischen Verdichtung.

Die rechte Seite der Darstellung zeigt den idealen Gleichraumprozesswirkungsgrad und dessen Verbesserung, welche sich aus der Erhöhung der geometrischen Verdichtung ergibt. Hiernach

steigt der Wirkungsgrad jeweils bezogen auf die Basisverdichtung für die erste Verdichtungserhöhung absolut um ca. 1,3 Prozentpunkte, d. h. relativ um ca. 2,1 % und für die zweite um ca. 3,4 Prozentpunkte bzw. 5,7 %.

Im Folgenden wird auf die Messergebnisse der verschiedenen Verdichtungen am Einzylindermotor eingegangen. Die Verdichtung wird durch verschiedene Muldengeometrien des Kolbens – wie in Abb. D1 im Anhang auf Seite 173 dargestellt – realisiert.

6.1 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die motorischen Kenngrößen

6.1.1 Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad

Ziel der Verdichtungsanhebung ist in erster Linie die Erhöhung des Wirkungsgrades des Arbeitsprozesses. In Abb. 6.2 sind auf der linken Seite die Werte des erreichbaren indizierten Wirkungsgrades für die drei Verdichtungsverhältnisse zu erkennen. Bezogen auf die Basisverdichtung von 9,0 thermodynamisch kann der Wirkungsgrad im saugmotorischen und leicht aufgeladenen Bereich bis ca. 15 bar indiziertem Mitteldruck um 1,6 % bzw. 4,1 % verbessert werden. Erst ab dieser Last reduziert sich der Wirkungsgradvorteil. Für die höchste Verdichtung kehrt sich die Wirkungsgraddifferenz ab einer Last von ca. 21 bar in einen Wirkungsgradnachteil um.

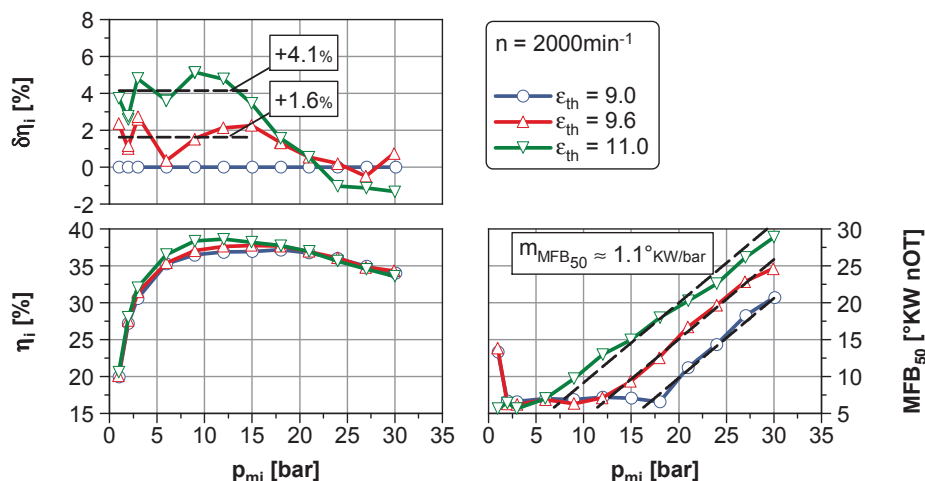


Abbildung 6.2: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Wie zu erwarten, bedingt die erhöhte Klopfneigung aufgrund gesteigerter Verdichtungsendtemperaturen und -drücke bei höherer Verdichtung spätere Verbrennungsschwerpunktlagen. Während bei der Referenzverdichtung eine Spätverstellung erst ab einer indizierten Last von etwa 18 bar notwendig ist, muss der Zündwinkel für die höchste Verdichtung schon etwas über 6 bar nach spät verstellt werden. Die ab dem ersten Erreichen der Klopfgrenze notwendige Spätverstellung ist für die Verdichtungen in etwa gleich und entspricht ca. 1,1 °KW pro 1 bar indiziertem Mitteldruck. Lediglich für die höchste Verdichtung lässt sich ein minimal flacherer Anstieg erkennen.

Im Vergleich zur Basisverdichtung muss der Schwerpunkt im Bereich, in dem beide Varianten an der Klopfgrenze betrieben werden, um ca. 8 bis 10 °KW nach spät verschoben werden. Dadurch ergibt sich bei 30 bar indiziertem Mitteldruck ein Schwerpunkt der Verbrennung von nahezu 30 °KW nach OT.

Das geschilderte Verhalten des Wirkungsgrades über der Last lässt sich anhand der in Abb. 6.3 dargestellten thermodynamischen Verlustteilung veranschaulichen. Der globale Trend über der indizierten Last ist für alle drei Verdichtungsverhältnisse gleich. Der Verlust durch reale Gleichraumprozessführung ist lediglich von dem Verdichtungsverhältnis und dem theoretisch optimalen Isentropenexponenten von Luft abhängig und somit über der Last konstant. Er liefert den größten Anteil der Verluste an den Gesamtverlusten. Der Verlust durch reale Ladung hängt von der Ladungszusammensetzung ab und ist über der Last ebenfalls nahezu konstant. Bei niedrigen Lasten fällt er durch die hohen Raten intern zurückgeführten Abgases minimal ab. Der Verlust durch die reale Schwerpunktlage liegt im nicht klopfbegrenzten Bereich bei ca. 0,5 Prozentpunkten. Dies entspricht einer Schwerpunktlage von 7 bis 8 °KW, welche für diesen Versuchsträger als optimal bestätigt werden konnte. In diesem Fall ergibt sich der minimale Gesamtverlust aus Schwerpunktlage und Wandwärme. Mit steigender Last steigt der Verlust durch reale Schwerpunktlage aufgrund der klopfbedingten Spätverstellung stark an. Der Verlust durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid nimmt bei niedrigsten Lasten infolge der hohen Restgasraten und bei hohen Lasten infolge des Spülens und den damit verbundenen fetten Luft-Kraftstoff-Verhältnissen im Brennraum zu.

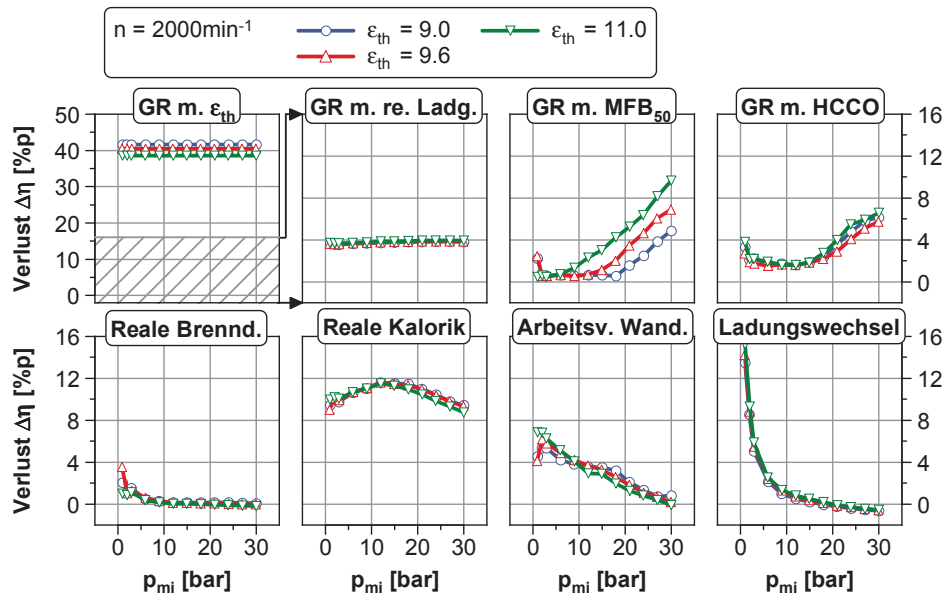


Abbildung 6.3: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Verlustteilung für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Der Verlust durch reale Brenndauer ist wegen der hohen Tumbleströmung des Versuchsträgers und damit verbundenen kurzen Brenndauern auf sehr niedrigem Niveau. Bei niedrigsten Lasten nimmt er aufgrund der hohen Restgasraten merklich zu. Der Verlust durch reale Kalorik hängt vor allem von den Verbrennungstemperaturen ab. Diese fallen bei niedriger Last durch die Restgasraten und bei hoher Last durch das Spülen mit fetten Brennraumbedingungen sowie die spätere Schwerpunktlage ab und erreichen ihr Maximum bei etwa 12 bar indiziertem Mitteldruck.

Der Arbeitsverlust durch Wandwärme fällt anteilig mit steigender Last immer weiter ab. An dieser Stelle sei erneut auf die Schwierigkeit der Trennbarkeit von Wandwärme und Kalorikverlusten mittels der verwendeten Verlustteilung hingewiesen. Der Verlust durch realen Ladungswechsel verdeutlicht den Downsizing-Effekt, der von einer Verschiebung der Betriebspunkte hin zu höherer Last profitiert, da der Ladungswechselverlust bei niedrigster Last extrem steil ansteigt. Im Bereich der Saugvolllast um 12 bar Mitteldruck ist der Motor vollständig entdrosselt. Der Verlust nimmt allerdings infolge der Regelung des Gegendruckes auf dasselbe Spülgefälle während des Ventilüberschnitts wie am Vollmotor weiter ab und erreicht bei höchsten Lasten sogar negative Werte. Eine positive Ladungswechselschleife wird am Vollmotor in diesen Lastbereichen ebenfalls erreicht, allerdings fällt sie etwas geringer aus als am Einzylinder. Zum Zweck der Spülratengleichstellung wird dieser systematische Unterschied toleriert.

Im Folgenden werden die Unterschiede der einzelnen Verdichtungsverhältnisse untereinander genauer betrachtet. Zunächst ergibt sich der theoretische Vorteil durch eine Erhöhung der Verdichtung aus dem idealen Gleichraumprozesswirkungsgrad und somit einer Reduktion des zugehörigen Verlustes um ca. 1 bzw. 3 Prozentpunkte. Dieser Vorteil wird jedoch bei höheren Lasten durch den ansteigenden Verlust infolge der realen Schwerpunktlage immer weiter reduziert. Der Verlust durch reale Ladungszusammensetzung ist aufgrund annähernd gleicher Restgasgehalte und Luft-Kraftstoff-Verhältnisse für alle Varianten gleich. Bei der höchsten Verdichtung steigen die Verluste durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid leicht an. Insbesondere bei niedrigerer Last kommt hier das ungünstigere Verhältnis von Feuerstegvolumen zu Kompressionsvolumen zum Tragen, da der Feuerstegbereich der Kolben für alle drei Verdichtungen gleich ist, während das Kompressionsvolumen abgesenkt wird. Erwartungsgemäß nehmen die Wandwärmeverluste bei niedriger Last aufgrund höherer Temperaturen und Drücke und damit verbesserter Wandwärmeübergänge mit steigender Verdichtung leicht zu. Bei größeren Lasten reduziert sich dieser Nachteil infolge der notwendigen späteren Schwerpunktlagen, sodass hier die Wandwärme und auch die Kalorikverluste unter das Niveau der Referenzverdichtung sinken. Auch der Verlust durch reale Brenndauer ist für alle Varianten konstant auf niedrigem Niveau. Der Verlust durch realen Ladungswechsel ist für die erhöhte Verdichtung bei niedrigsten Lasten etwas höher, da dank des gesteigerten Hochdruckwirkungsgrades weniger Luftmasse zur Erreichung der Last notwendig ist.

6.1.2 Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung

Die maximal zulässige Spätverstellung der Verbrennung zur Vermeidung von Klopfen wird in erster Linie von den erhöhten notwendigen Ladedrücken, aber auch von der reduzierten Verbrennungsstabilität begrenzt. Diese lässt sich anhand der in [Abb. 6.4](#) dargestellten Kenngrößen der Verbrennung nachvollziehen. Der Zündverzug verringert sich insbesondere bei niedriger Last mit steigender Verdichtung signifikant. Die Brenndauer dagegen reduziert sich in diesem Bereich nur leicht. Mit steigender Spätverstellung der Verbrennung ab etwa 10 bar Last verlängert sie sich, wobei die Verlängerung mit höherer Verdichtung aufgrund der späteren Schwerpunktlagen stärker ausfällt. In diesem Bereich wird auch die Stabilität negativ beeinflusst; bei niedriger Last ist die Stabilität in etwa vergleichbar. Dies ist darauf zurückzuführen, dass für die Messung jeweils

ein optimaler Ventilüberschnitt eingestellt und damit die etwas höhere Restgasverträglichkeit der höheren Verdichtung ausgenutzt wird. Bei höherer Last führen die späteren Schwerpunktlagen zu einer erheblichen Verschlechterung der Stabilität mit einer Verdoppelung des Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldruckes. Dennoch bleibt dieser Wert mit maximal 2 % bei 30 bar Mitteldruck noch weit unterhalb der gesetzten Grenze von 5 %.

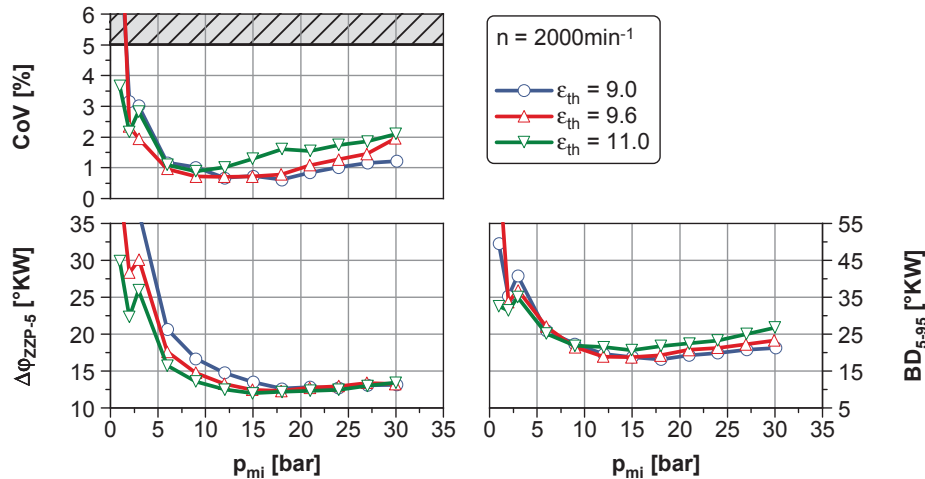


Abbildung 6.4: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Zündverzögerung, Brenndauer und Stabilität für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

6.1.3 Einfluss auf das Klopfverhalten

Werden die Klopfindizes der einzelnen Arbeitsspiele über dem jeweiligen Schwerpunkt des Heizverlaufs (FHR_{50}) betrachtet, ergeben sich die in Abb. 6.5 dargestellten Verteilungen. Sowohl für die niedrigere als auch für die höhere Verdichtung ist die Verteilung der Klopfindizes über der Last vergleichbar.

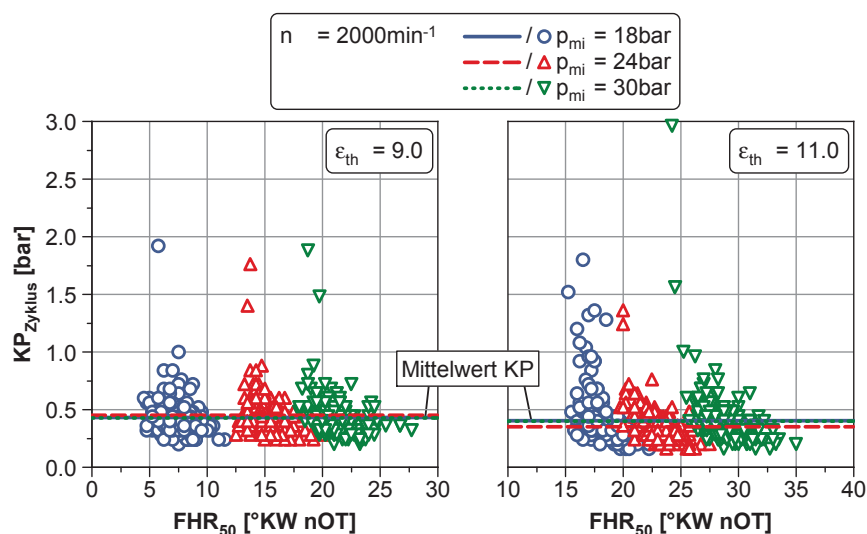


Abbildung 6.5: Klopfindex der Einzelzyklen über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs für verschiedene Verdichtungen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 18 \text{ bar}$, 24 bar sowie 30 bar

Zwischen den beiden Verdichtungen hingegen sind Unterschiede zu erkennen: Bei konstanten und leicht niedrigeren Mittelwerten des Klopfindex ist die Streubreite bei der hohen Verdichtung größer. Die signifikant größere Zahl von Arbeitsspielen mit niedrigeren Klopfindizes wird durch

eine erhöhte Anzahl von stärker oder sehr stark klopfenden Arbeitsspielen begleitet. Insbesondere bei 18 bar indiziertem Mitteldruck ist dieser Effekt offensichtlich.

6.1.4 Verbrauchspotenziale in NEFZ und WLTC

Mithilfe der am Einzylindermotor vermessenen Kennfelder lässt sich eine Zyklussimulation nach Kapitel 4 durchführen, um auf die Verbrauchsvorteile im Testzyklus zu schließen. Die Ergebnisse für den gesamten Neuen Europäischen Fahrzyklus sind in Abb. 6.6 dargestellt. An dieser Stelle werden nur die niedrigste und die höchste Verdichtung verglichen. Die Ergebnisse für die mittlere Verdichtung können Abb. D2 im Anhang auf Seite 173 entnommen werden.

Die Erhöhung der Verdichtung bewirkt eine starke Verringerung des Verlustes durch ideale Gleichraumprozessführung. Gleichzeitig nehmen die Verluste durch reale Schwerpunkt-lage aufgrund der jetzt auch im NEFZ relevanten Klopfbegrenzung leicht zu. Der Arbeitsverlust durch Wandwärme und der Verlust durch realen Ladungswechsel steigen absolut und relativ betrachtet leicht.

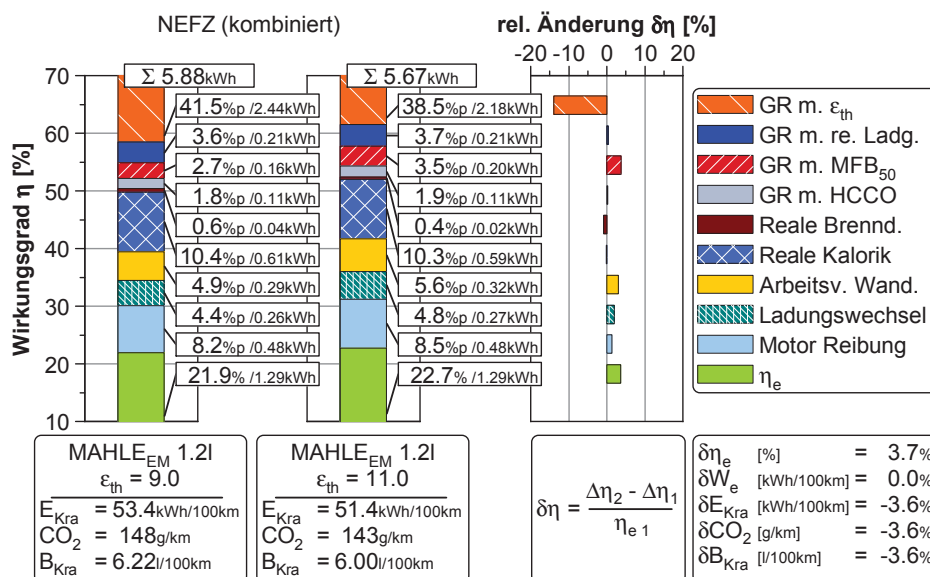


Abbildung 6.6: Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE_{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 11,0 im NEFZ

Die Motorreibung wird, wie bereits beschrieben, aus den Vollmotormessungen übernommen, da der Einzylindermotor hier keine sinnvolle Bewertung zulässt. Folglich bleiben die Reibverluste absolut betrachtet konstant und steigen nur relativ gesehen aufgrund des erhöhten effektiven Wirkungsgrades leicht. In Kombination verspricht die Anhebung der thermodynamischen Verdichtung von 9,0 auf 11,0 einen Verbrauchsvorteil im NEFZ von ca. 3,6 %. Hierbei ist allerdings zu bedenken, dass die späten Verbrennungsschwerpunktlagen bei Volllast die erreichbaren maximalen Drehmomentwerte einschränken. Daher wäre eine reine Verdichtungsanhebung zwar im NEFZ sinnvoll, im Realbetrieb jedoch mit einem Verlust an Dynamik verbunden und insofern nicht fahrleistungsneutral.

Der Vergleich der notwendigen Kraftstoffenergie für alle drei Verdichtungen im NEFZ und im WLTC zeigt ein sehr ähnliches Verhalten für die Verdichtungserhöhung (siehe Abb. 6.7). Der

Versuchsträger profitiert von den höheren Lasten im WLTC, wodurch der Ausgangsverbrauch sinkt. Die Verdichtungserhöhung hat hierdurch im WLTC relativ betrachtet sogar einen etwas stärkeren Effekt: Die Erhöhung der thermodynamischen Verdichtung auf 11,0 verspricht einen Verbrauchsvorteil von 4 %. Es gelten allerdings weiterhin die bereits beschriebenen Einschränkungen der maximal erreichbaren Last.

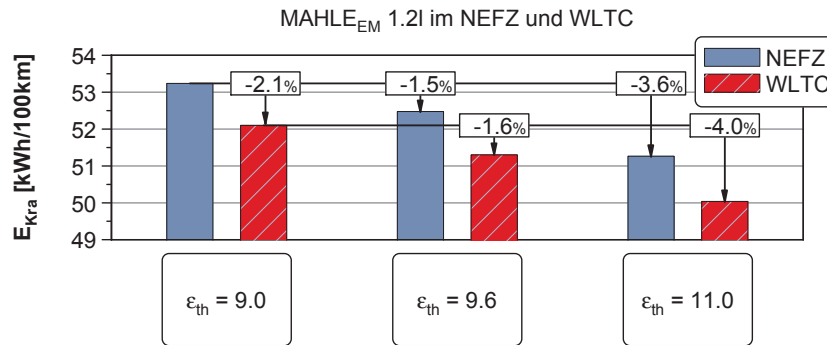


Abbildung 6.7: Benötigte Kraftstoffenergie der Einzylindermessungen (MAHLE_{EM} 1,2l) im NEFZ und WLTC

6.1.5 Einfluss der Verdichtung auf den Zündspannungsbedarf

Neben konstruktionsbedingten Begrenzungen des Verdichtungsverhältnisses wie der zulässigen Klopfintensität oder dem maximal zulässigen Zylinderdruck spielt beim Downsizing auch die systemische Grenze der maximal erreichbaren Zündspannung eine große Rolle. Aufgrund hoher Aufladegrade und später Zündwinkel in der Volllast ist der Druck im Zylinder zum Zündzeitpunkt höher.

Den Zusammenhang zwischen Druck und Durchschlagsspannung im homogenen elektrischen Feld beschreibt das Gesetz von Paschen:

$$U_d = f(pd) \quad (6.1)$$

Es besagt, dass die Durchschlagsspannung eine Funktion des Produkts aus Druck und Elektrodenabstand ist (siehe [Küchler, 2005]), d. h. bei höheren Aufladegraden und gleichbleibendem Elektrodenabstand an der Zündkerze steigt die notwendige Zündspannung an. Diesem Effekt kann nur bedingt durch einen verringerten Elektrodenabstand entgegengewirkt werden, da dieser das aktivierte Gemischvolumen verringert und damit die Zündung bei schwierigen Entflammungsbedingungen wie z. B. hohen internen Restgasgehalten bei niedriger Last erschwert.

[Küchler, 2005] beschreibt, wie mittels der Townsendschen Zündbedingung und der analytischen Näherungsgleichung für den ersten Townsendschen Ionisierungskoeffizienten ein geschlossener Näherungsausdruck für die Zündspannung aus dem Gesetz von Paschen hergeleitet werden kann. Aufgelöst nach der Durchschlagsspannung ergibt sich für das Gesetz von Paschen:

$$U_d = \frac{B \cdot pd}{\ln \frac{A \cdot pd}{\ln(1+1/\gamma)}} \quad (6.2)$$

Die Verwendung des Druckes in dieser Gleichung ist nur zulässig, da bei ihrer Herleitung von einer konstanten Gastemperatur ausgegangen wird. In Realität ist die für den Durchschlag relevante Ionisierung des Gases zwischen den Elektroden von der freien mittleren Weglänge für die Elektronen abhängig, welche wiederum zur Gasdichte direkt proportional ist ([Küchler, 2005]). Die Annahme einer konstanten Temperatur ist für den motorischen Arbeitsprozess nicht sinnvoll. Daher wird im Weiteren der Temperatureinfluss berücksichtigt, wobei das Arbeitsmedium als ideales Gas angenommen wird. Für das Gesetz von Paschen ergibt sich folglich eine Proportionalität zwischen Durchschlagsspannung und Produkt aus Gasdichte und Elektrodenabstand:

$$U_d = f(pd/T) = f(\rho d) \quad (6.3)$$

Eine direkte Berechnung der Durchschlagsspannung aus dem Paschen-Gesetz unter motorischen Bedingungen ist nicht möglich, da das sich zwischen den Elektroden der Zündkerze ausbildende Feld in hohem Maß inhomogen ist. Aufgrund von lokalen Feldüberhöhungen sind betragsmäßig deutlich niedrigere Durchschlagsspannungen zu erwarten. Um die Steigerung des Zündspannungsbedarfs für den Versuchsträger durch die Verdichtungserhöhung zu quantifizieren, werden Zündspannungsmessungen mit verschiedenen Elektrodenabständen durchgeführt. Abb. 6.8 zeigt die gemessenen Zündspannungen über der Dichte zum Zündzeitpunkt. Auf der linken Seite sind Messungen bei verschiedenen Drehzahlen und zwei unterschiedlichen Verdichtungen mit einem Referenz-Elektrodenabstand von 0,6 mm dargestellt. Der lineare Zusammenhang zwischen Dichte und Zündspannung, der nach dem Gesetz von Paschen zu erwarten ist, kann bestätigt werden. Ein zusätzlicher deutlicher Einfluss von Restgasgehalt, Luft-Kraftstoff-Verhältnis, Drehzahl oder Verdichtung wird nicht festgestellt.

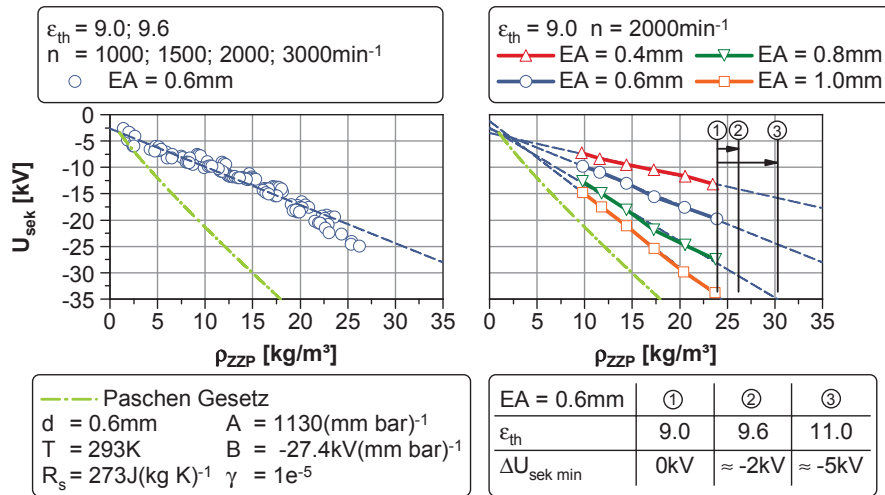


Abbildung 6.8: Einfluss der Dichte zum Zündzeitpunkt und des Elektrodenabstands auf den Zündspannungsbedarf für verschiedene Verdichtungsverhältnisse

Zum Vergleich ist in beiden Diagrammen der aus Gleichung 6.2 berechnete Verlauf der Zündspannung bei konstanter Temperatur und konstanten Stoffdaten dargestellt. Die zur Berechnung verwendeten Werte für die Konstanten A und B sowie für den Rückwirkungskoeffizienten γ für Luft und übliche Elektrodenwerkstoffe im Weitdurchschlagsbereich sind [Küchler, 2005] entnommen. Zu erkennen ist, dass die notwendigen Zündspannungen wie erwartet betragsmäßig geringer sind als die errechneten Werte.

Die Erhöhung der thermodynamischen Verdichtung von 9,0 auf 9,6 führt zu einer ca. $3\text{--}4\text{ kg/m}^3$ höheren Dichte zum Zündzeitpunkt bei gleicher Last und somit zu einem um ca. 2 kV gestiegenen Zündspannungsbedarf.

Auf der rechten Seite sind Messungen bei der Referenzverdichtung und konstanter Drehzahl mit unterschiedlichen Elektrodenabständen dargestellt. Erwartungsgemäß steigt die Zündspannung stark mit steigendem Elektrodenabstand. Bei der Auslegung des Elektrodenabstandes muss daher stets eine Erhöhung der Zündspannung über der Lebensdauer durch den Elektrodenabbrand berücksichtigt werden. Auch hier kann die qualitative Aussage des Paschen-Gesetzes unter motorischen Randbedingungen bestätigt werden. Aus der dargestellten linearen Approximation der Messwerte und den für die höchste Verdichtung bekannten Dichten zum Zündzeitpunkt lässt sich eine Erhöhung der notwendigen Zündspannung – bezogen auf die Basisverdichtung – von ca. 5 kV beim Referenz-Elektrodenabstand bestimmen.

Aus den durchgeführten Zündspannungsmessungen lässt sich nun mittels linearer Näherung eine Funktion der Zündspannung in Abhängigkeit der Eingangsparameter Elektrodenabstand und Dichte zum Zündzeitpunkt ableiten:

$$U_{\text{sek}} = C_{U1} + C_{U2} \cdot EA + C_{U3} \cdot \rho_{\text{ZZP}} + C_{U4} \cdot EA \cdot \rho_{\text{ZZP}} \quad (6.4)$$

mit

$$\begin{aligned} C_{U1} &= -4,98 \text{ kV} \\ C_{U2} &= 3,61 \text{ kV mm}^{-1} \\ C_{U3} &= 0,25 \text{ kV m}^3\text{kg}^{-1} \\ C_{U4} &= -1,65 \text{ kV m}^3(\text{kg mm})^{-1} \end{aligned}$$

Die Gasdichte zum Zündzeitpunkt kann für weitere nicht untersuchte Motorvarianten (z. B. mit gesteigerter Verdichtung oder höheren Aufladegraden) anhand einer 1d-Strömungssimulation abgeschätzt werden. Mit Kenntnis der Gasdichte und gegebenem Elektrodenabstand kann nach dieser Gleichung ein Rückschluss auf die notwendige Zündspannung gezogen werden.

Wie bereits erwähnt, ist eine Verringerung des Elektrodenabstands zur Reduktion des maximal notwendigen Zündspannungsbedarfs nicht sinnvoll. Diese Aussage wird durch die in [Abb. 6.9](#) dargestellten Betriebspunkte verdeutlicht.

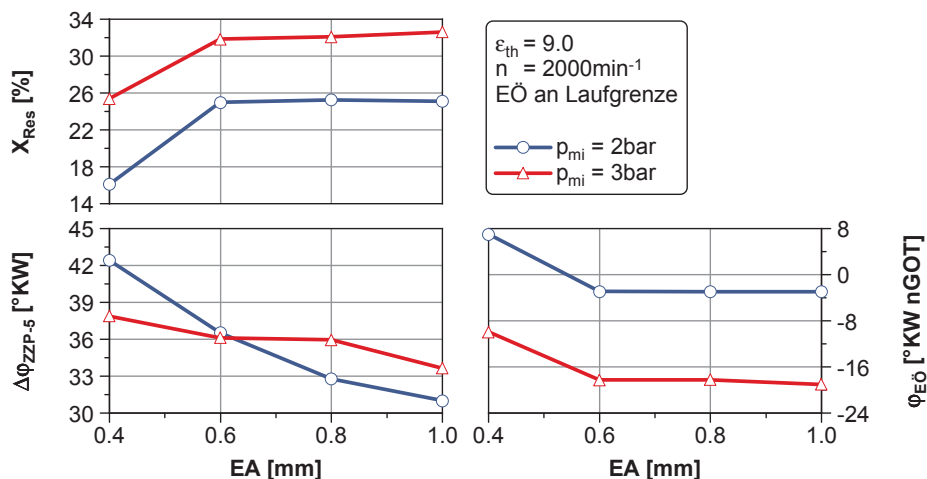


Abbildung 6.9: Einfluss des Elektrodenabstands auf die Restgasverträglichkeit

Abgebildet sind für 2 bzw. 3 bar indizierte Last bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} die maximal möglichen Frühverstellungen des Einlassventils. Zu erkennen ist, dass für beide Betriebspunkte das Einlassöffnen für den Elektrodenabstand von $0,4 \text{ mm}$ ca. 8 bis 10°KW später erfolgen muss. Dies erlaubt weiterhin einen stabilen Motorbetrieb, da der interne Restgasgehalt um 9 bzw. 7 % reduziert wird. Der Zündverzug verkürzt sich mit steigendem Elektrodenabstand kontinuierlich. Bei 1 bar indiziertem Mitteldruck ist jedoch im Gegensatz zu den übrigen Elektrodenabständen mit $0,4 \text{ mm}$ trotz einer Ventilsteuerzeit mit minimalem Restgasgehalt kein stabiler Motorbetrieb mehr möglich.

6.2 Reduzierung der Klopfneigung durch spätes Einlassschließen

Das späte Einlassschließen stellt eine Möglichkeit dar, die Klopfneigung durch eine Absenkung des Temperaturniveaus im Brennraum positiv zu beeinflussen und somit die Schwerpunktlage der Verbrennung hin zu früheren Werten zu verschieben. Frühere Schwerpunktlagen wirken sich positiv auf Wirkungsgrad und Verbrennungsstabilität aus. Im Folgenden wird das späte Einlassschließen ohne eine weitere Erhöhung der Ventiltriebsvariabilitäten für ein hochaufgeladenes Brennverfahren bewertet. Die Realisierung erfolgt über verschiedene Nockenwellen mit unterschiedlich langer Ventilöffnungsdauer. Es werden neben der Basisauslegung mit einer Öffnungsdauer von 211°KW^{32} zwei Varianten mit 30 bzw. 40°KW längerer Öffnungsdauer untersucht.

6.2.1 Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad

Zunächst wird in Abb. 6.10 für einen Lastschnitt bei 2000 min^{-1} der Einfluss auf die Klopfgrenze betrachtet. Im rechten Teil ist die frühestmögliche Schwerpunktlage an der Klopfgrenze dargestellt.

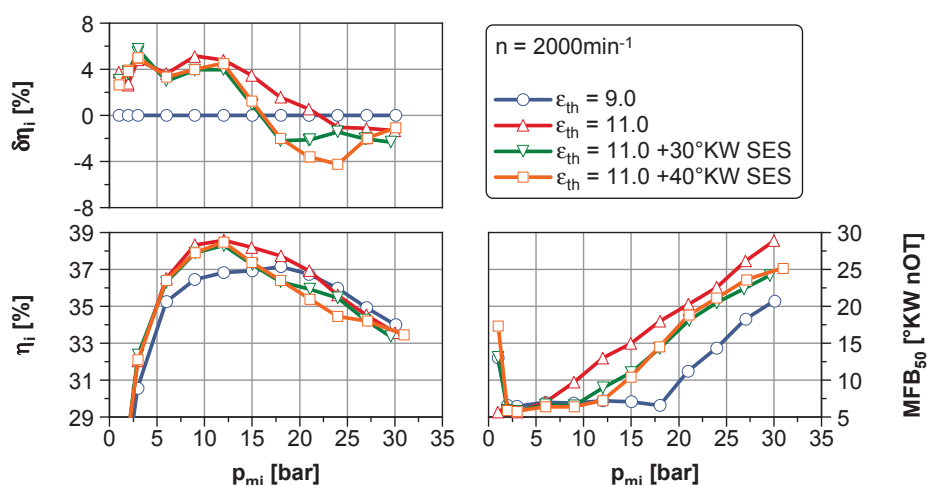


Abbildung 6.10: Einfluss des späten Einlassschließens auf Schwerpunkt und Wirkungsgrad für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

³²Öffnungsdauer bezogen auf $0,5 \text{ mm}$ Ventilhub

Für beide Varianten mit spätem Einlassschließen lässt sich der Schwerpunkt bis zu maximal 5 °KW nach früh verstellen. Hierbei sind keine deutlichen Vorteile der 40 °KW gegenüber der 30 °KW Variante zu verzeichnen³³. Im Bereich zwischen 21 und 24 bar indizierter Last sind die Vorteile am geringsten und belaufen sich auf lediglich 1 bis 2 °KW. Dagegen lassen sich im Bereich der höchsten Lasten deutliche Vorteile erzielen. Der Wirkungsgrad im Bereich bis zur Saugvolllast bei ca. 12 bar indiziertem Mitteldruck ist für beide Varianten auf einem ähnlichen Niveau wie jener der Variante mit reiner Verdichtungsanhebung. Mit Übergang in den Spülbereich fällt der Wirkungsgrad trotz der früheren Schwerpunktlagen deutlich unter die Werte mit erhöhter Verdichtung, sodass bereits ab einer Last knapp über 15 bar schlechtere Werte als mit der Basisverdichtung erzielt werden. Im Bereich der höchsten Lasten nähern sich die Wirkungsgrade wieder an. Die Verschlechterung des Wirkungsgrades im Spülbetrieb mit SES ist für die 40 °KW Variante am größten und erreicht relativ betrachtet bis zu 4 %.

Die Ursache für den Wirkungsgradnachteil im mittleren Spülbereich lässt sich nicht ohne Weiteres anhand der thermodynamischen Verlustteilung ableiten. Grund hierfür sind die in [Abb. 6.11](#) gezeigten Energiebilanzen der Brennverlaufsrechnung, die in diesem Bereich signifikant von 100 % und den Varianten ohne spätes Einlassschließen abweichen. Die Ursache dieses Bilanzfehlers kann – durch die Kombination von spätem Einlassschließen und hohen Spülraten – in einem direkten Überströmen von Luft-Kraftstoff-Gemisch aus dem Einlass- in den Auslasstrakt vermutet werden.

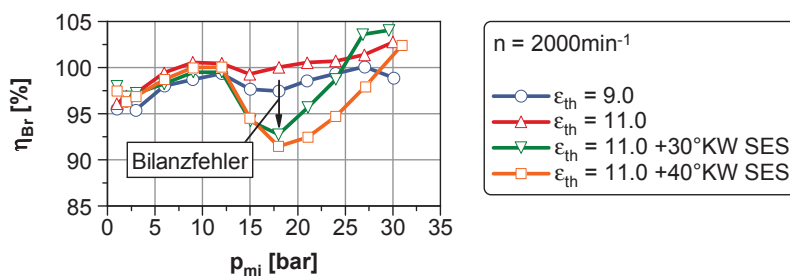


Abbildung 6.11: Einfluss des späten Einlassschließens auf die Energiebilanz für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Durch das späte Einlassschließen und die Einspritzung im Saughub wird in der Kompressionsphase ein Teil der Zylinderladung und damit auch des Kraftstoffes in den Einlasstrakt zurückgeschoben. Bei niedriger Last wird dieses Luft-Kraftstoff-Gemisch im nächsten Zyklus wieder angesaugt und nimmt vollständig an der Verbrennung teil. Im Spülbetrieb hingegen, wenn der Einlassdruck während des Ventilüberschnitts über dem Auslassdruckniveau liegt, wird nicht mehr reine Luft, sondern auch Kraftstoff in den Auslass übergespült. Die Quantität der so verlorenen Kraftstoffenergie hängt neben der Höhe der vorgelagerten Kraftstoffmasse durch SES von deren Vermischung im Saugrohr sowie der Spülrate und dem Spülverhalten³⁴ ab. Messtechnisch wird dieser durchgespülte Kraftstoff am Prüfstand in Form von erhöhten HC-Emissionen detektiert und sollte korrekt in die Energiebilanzierung der Brennverlaufsanalyse eingehen. Warum dies in den vorliegenden Messungen nicht der Fall ist, wird im Weiteren näher erläutert.

Die Kombination von SES und Spülen erschwert die Detektion der tatsächlich emittierten Emissionen des Verbrennungsmotors deutlich. Im Spülbetrieb bildet sich im Abgastrakt sowohl mit als

³³Auf dieses Verhalten wird in den Abschnitten 6.2.5 und 6.2.6 eingegangen.

³⁴Anteil an Kurzschlussströmung, Ausbildung von Pfropfenströmung

auch ohne SES eine ausgeprägte Pfropfenströmung aus. Die Untersuchung dieser an einem Einzylindermotor bietet Vorteile, da keine Beeinflussung einzelner Zylinder untereinander möglich ist. Üblicherweise erfolgt die Messung der emittierten Abgasbestandteile über eine zeitlich kontinuierliche Entnahme von Abgas und eine Bestimmung der Konzentration der einzelnen Komponenten. Diese Konzentration kann über einen mittleren Abgasvolumenstrom und die Dichte der jeweiligen Spezies in absolute Emissionsmassen pro Arbeitsspiel umgerechnet werden. Die stark ausgeprägte Pfropfenströmung im Spülbetrieb führt jedoch bei zeitlich kontinuierlicher Entnahme der Abgasprobe zu einer Verfälschung der absoluten Emissionswerte.

Dadurch ergibt sich im Spülbetrieb ein Zielkonflikt für die Positionierung der Entnahmestelle des Abgases. Um diesen Effekt zu verdeutlichen, werden am Einzylinder Messungen mit vier verschiedenen Entnahmepositionen der Abgassonde durchgeführt. In [Abb. D3](#) im Anhang auf Seite 173 sind die Positionen der verschiedenen Entnahmestellen dargestellt. In allen nachfolgenden Versuchen werden die Abgasemissionen für alle drei Varianten der zweiten Entnahmesonde sowie für die Referenz parallel an zwei verschiedenen Entnahmeorten gemessen. Die Entnahmeorte werden im Folgenden als E1 und E2 bezeichnet, wobei der Entnahmeort E1 die Referenzposition darstellt, welche nicht verändert wird. Die Position der Entnahme E2 wird für die drei verschiedenen Varianten verändert. Während die zweite Entnahmestelle für die ersten beiden Varianten sowie für die Referenz im Abgaskrümmmer liegt, ist sie für die dritte Variante hinter dem in der Darstellung angedeuteten Ausgleichsbehälter lokalisiert. Hiermit ist für Variante drei eine vollständige Vermischung der einzelnen Abgaspakete sichergestellt.

Werden die gemessenen Emissionen für die verschiedenen Entnahmeorte in [Abb. 6.12](#) betrachtet, sind vor allem die gemessenen HC-Emissionen auffällig. Die Unterschiede zwischen der zweiten Entnahmestelle E2 für die Variante 1 und der Referenzentnahme E1 sind aufgrund der räumlichen Nähe sehr gering. Für Variante 2 hingegen werden durchgängig sehr viel niedrigere HC-Emissionen gemessen. Dies lässt darauf schließen, dass an dieser Entnahme während eines Arbeitsspiels in erster Linie durchgespülte Frischluft gemessen wird.

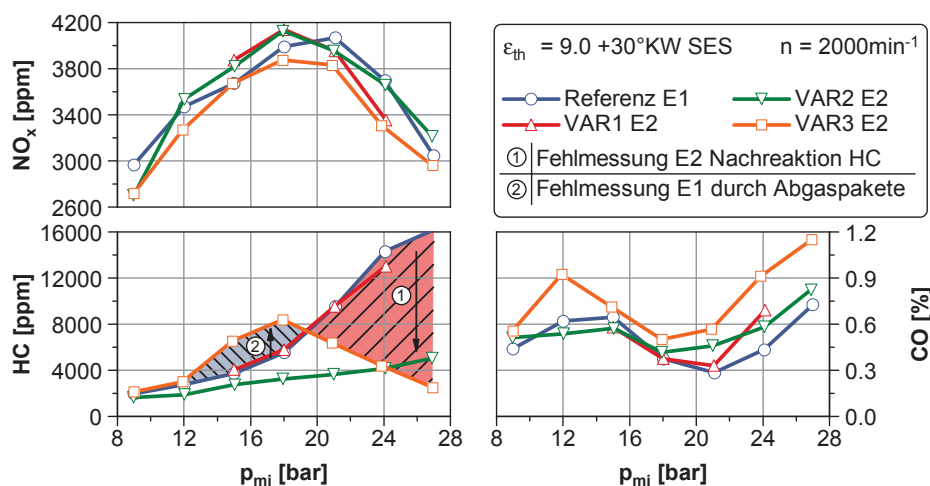


Abbildung 6.12: Einfluss der Abgasentnahmestelle auf die gemessenen Emissionen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei spätem Einlassschließen

Der Verlauf der Messung für die dritte Variante zeigt zwei Auffälligkeiten, die den bereits erwähnten Zielkonflikt für die optimale Positionierung der Entnahmestelle verdeutlichen:

1. Bei hohen Lasten oberhalb von 21 bar indiziertem Mitteldruck sinkt die Konzentration der

unverbrannten Kohlenwasserstoffe zwischen E1 und E2 sehr stark. Dies kann auf intensive Nachreaktionen zurückgeführt werden, welche durch die hohen Temperaturen und die gute Durchmischung im Ausgleichsbehälter des Abgastraktes zu Stande kommen. Dieser Effekt lässt sich auch anhand der gemessenen Abgastemperaturen nachvollziehen, da sie bei hohen Lasten im Ausgleichsbehälter trotz der großen Oberfläche und somit hohen Wärmeverlusten durch Konvektion und Strahlung über das Niveau der Krümmertemperatur kurz hinter den Auslasskanälen ansteigen.

2. Im Bereich mittlerer Lasten zwischen 12 und ca. 20 bar wird an der zweiten Messstelle hinter dem Ausgleichsbehälter eine höhere Konzentration an unverbrannten Kohlenwasserstoffen gemessen als direkt im Krümmer. Für die Kohlenmonoxid-Emissionen scheint diese Beobachtung plausibel, da durch Nachreaktion weiteres CO entstehen kann – für die HC-Emissionen kann dieser Effekt jedoch nur auf eine Fehlmessung zurückgeführt werden. Durch eine Variation der Sondeneinragtiefe an E1 kann ein hoher Einfluss der Strähnigkeit des Abgases ausgeschlossen werden. Insofern ist auch in diesem Bereich auf eine Fehlmessung aufgrund der ausgeprägten Pfropfenströmung im Abgas zu schließen. Die Stickoxid-Emissionen liegen für alle Messstellen auf einem ähnlichen Niveau. Bezüglich der Reproduzierbarkeit der gemessenen Emissionen an der ersten Entnahmestelle E1 für alle vermessenen Varianten sei an dieser Stelle auf [Abb. D4](#) im Anhang auf Seite 174 verwiesen. Das beschriebene Verhalten lässt sich lediglich bei einer Kombination von hohen Spülraten und spätem Einlassschließen beobachten. In [Abb. D5](#) im Anhang auf Seite 174 sind die Verläufe für die Referenz und Variante 3 ohne SES dargestellt. Angesichts der fetteren Verbrennung im Brennraum kommt es in diesem Fall zu deutlichen Nachreaktionen der höheren CO-Emissionen.

Dass die Emissionen ohne SES im Krümmer korrekt gemessen werden, während sie mit SES im Spülbetrieb deutlich fehlerbehaftet sind, lässt sich auf die Verteilung der Emissionen in den Abgaspaketen zurückführen. Das Abgas aus dem Verbrennungsprozess nimmt im Krümmer aufgrund des höheren Masseanteils am Gesamtmassenstrom und der hohen Temperaturen ein deutlich größeres Volumen ein als die relativ kühle Spülluft. Hat hingegen die gespülte Masse durch das SES maßgeblichen Anteil an den gesamten HC-Emissionen, werden diese nicht korrekt erfasst.

6.2.2 Untersuchung des Spülverhaltens mittels schneller Flammen-Ionisations-Detektion

Um die oben beschriebenen Effekte näher zu untersuchen und eine korrekte Bilanzierung der Energie für den Betrieb mit spätem Einlassschließen sicher zu stellen, werden im Weiteren zyklus aufgelöste Messungen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe mittels schneller Flammen-Ionisations-Detektion dargestellt. In [Abb. 6.13](#) ist beispielhaft der Verlauf der im Abgastrakt gemessenen HC-Emissionen über dem Ladungswechseltakt für die Motorkonfiguration mit 40 °KW spätem Einlassschließen bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einer Last von 21 bar abgebildet. Aufgrund von Gaslaufzeiten und der Reaktionszeit des Messgeräts, ist eine Korrektur der Phasenlage des Messsignals notwendig. Diese erfolgt anhand der dargestellten Konzentrationspitze bei Auslassöffnen und dem dazugehörigen Druckmaximum im Auslassdruck. Während des Ausschietbetaktes fallen die Emissionen auf ein niedriges Basisniveau von ca. 3000 ppm, welches dem Verbrennungsprozess zuzuordnen ist. Während der darauffolgenden Spülphase steigen die

gemessenen Emissionen stark und bleiben während des Hochdruckprozesses des Arbeitsspiels nahezu stabil. Durch die Laufzeitkorrektur können die Konzentrationen der HC-Emissionen dem errechneten Auslassmassenstrom zugeordnet werden und es kann eine Bilanzierung erfolgen. Eine genaue Zuordnung der HC-Emissionen im Einlasstrakt ist weniger offensichtlich, da eine deutliche Konzentrationsspitze bei Einlassöffnen ausbleibt. Anhand der 1d-Strömungssimulation lässt sich für den Einlasstrakt eine konstante Laufzeitkorrektur von ca. 6,6ms ableiten.

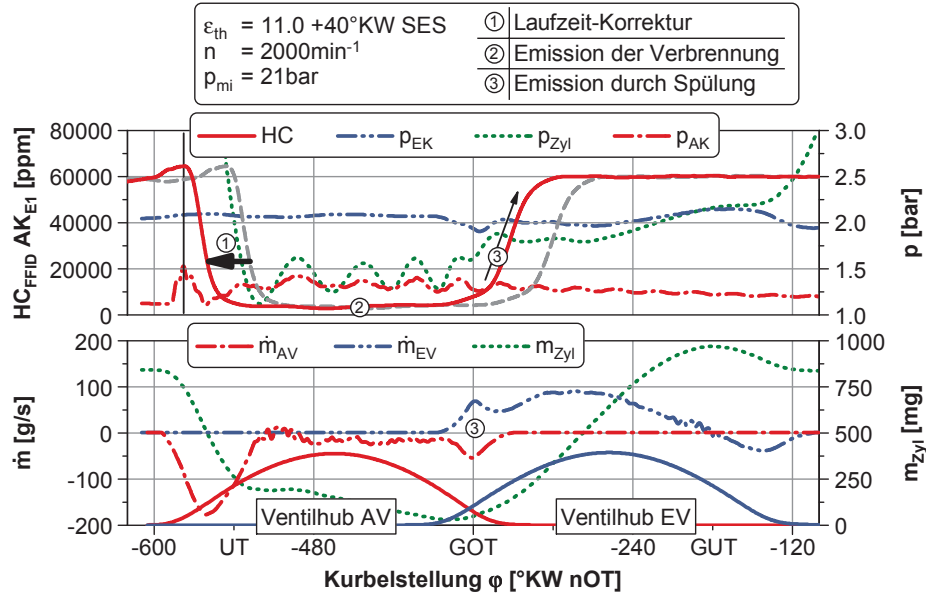


Abbildung 6.13: Zeitliche Korrektur der gemessenen Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgastrakt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

Ein Vergleich der gemessenen Emissionen im Auslasskanal mit und ohne spätem Einlassschließen erfolgt in Abb. 6.14 für zwei verschiedene Hochlast-Betriebspunkte. Die Verläufe stellen jeweils den Mittelwert aus 200 Arbeitsspielen dar. Um die Reproduzierbarkeit der gemessenen Werte von Zyklus zu Zyklus zu verdeutlichen ist zusätzlich die einfache Standardabweichung aufgetragen. Qualitativ ergeben sich für beide Motorkonfigurationen sehr ähnliche Verläufe. Insbesondere während des Ausschiebetaktes sind die Emissionen aus der Verbrennung nahezu gleich. Während der Spülphase hingegen steigen die Emissionen mit SES auf ein signifikant höheres Niveau. Das erneute Fallen der Emissionen zum Ende der Spülphase ist für die Konstellation mit SES kaum zu erkennen. Das Absinken kann durch ein weiteres Spülen von Frischluft erklärt werden, welche sich durch die deutlich niedrigere vorgelagerte Kraftstoffmenge ergibt. Allerdings ist das Vorlagern und Durchspülen von Kraftstoff auch mit der Ausgangsöffnungsdauer der Nockenwelle zu beobachten, da diese bei vollem Überschneit erst kurz nach unterem Totpunkt schließt. Auffällig ist ferner, dass der Effekt der durchgespülten Kraftstoffmenge im Bereich der mittleren Last stärker ausgeprägt ist als bei Volllast. Dies deckt sich mit dem in Abb. 6.10 auf Seite 94 dargestellten Bereich der höchsten Wirkungsgradnachteile des späten Einlassschließens.

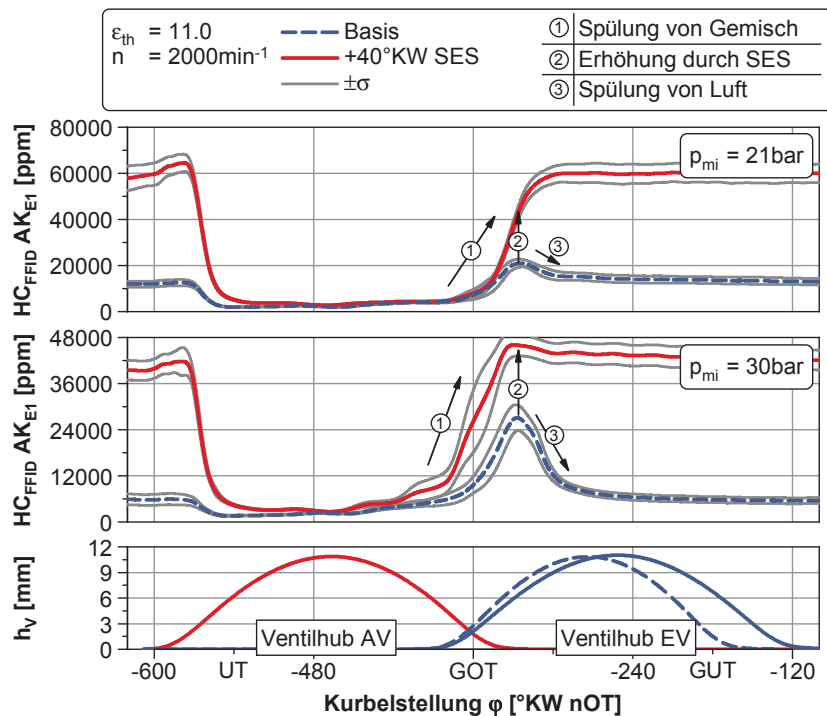


Abbildung 6.14: Verlauf der HC-Emissionen im Auslasskrümmer im Ladungswechsel mit und ohne SES bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$ sowie $p_{mi} = 30 \text{ bar}$

Die durchgespülte Kraftstoffmasse lässt sich in erster Näherung direkt aus den Kenngrößen der Ladungswechselanalyse bestimmen. Anhand der in Abb. 6.13 im unteren Teil dargestellten gesamten Zylindermasse lässt sich die Masse der nach UT und vor Einlassschließen ins Saugrohr zurückgeschobenen Luft berechnen. Unter der Annahme, dass zum Zeitpunkt des Zurückschiebens der Kraftstoff vollständig verdampft und die Zylinderladung hinreichend homogenisiert ist, kann die zurückgeschobene Kraftstoffmasse ermittelt werden. Diese Annahme ist für Direkteinspritzung im Saughub sowie für Saugrohreinjection zulässig. Während der nachfolgenden Kompressions-, Expansions- und Ausschleppphase kann sich die vorgelagerte Zylinderladung bis zum Zeitpunkt des Einlassöffnens mit weiterer Frischluft vermischen.

Um diesem Effekt Rechnung zu tragen, wird ein rudimentäres Mischungsmodell im Einlass eingeführt, welches im Wesentlichen aus einem Faktor besteht³⁵. Dieser kann zwischen 0 und 1 variiert werden, wobei der Wert 1 für eine ideale Pfropfenströmung, also keine Vermischung im Saugrohr steht. Der Fall der perfekten Mischung (Mischungsfaktor 0) ergäbe aufgrund der theoretisch unbegrenzt vorhandenen Luft im Saugrohr als offenes System ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von unendlich, was nicht realistisch ist und daher nicht verwendet werden sollte. Die vorgelagerte Gemischmasse aus Luft und Kraftstoff wird im folgenden Zyklus bei der Berechnung des Fanggrades in der durchgespülten Masse berücksichtigt. Somit kann die durchgespülte Kraftstoffmasse berechnet werden.

Die Bilanzierung der Kraftstoffmasse spielt zum Einen für das Verständnis der sich einstellenden Wirkungsgrade, zum Anderen für die Berechnung des tatsächlichen Brennraum-Luft-Kraftstoff-Verhältnisses eine Rolle. Die klassische Berechnung anhand der gefangenen Luftmasse und der eingespritzten Kraftstoffmasse ist nicht zulässig, falls es zu signifikantem Überspülen von Kraftstoff in den Auslassstrakt kommt. In diesem Fall unterscheiden sich eingespritzte und gefangene Kraftstoffmasse und somit auch die Luft-Kraftstoff-Verhältnisse. Der Einfluss verschiedener Mi-

³⁵siehe Anhang D auf Seite 174

schungsfaktoren auf die berechnete gespülte Kraftstoffmasse sowie das Brennraum-Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist in Abb. D6 im Anhang auf Seite 175 beispielhaft dargestellt. Die relative Darstellung der gespülten Kraftstoffmasse ist bezogen auf die gesamte eingespritzte Masse.

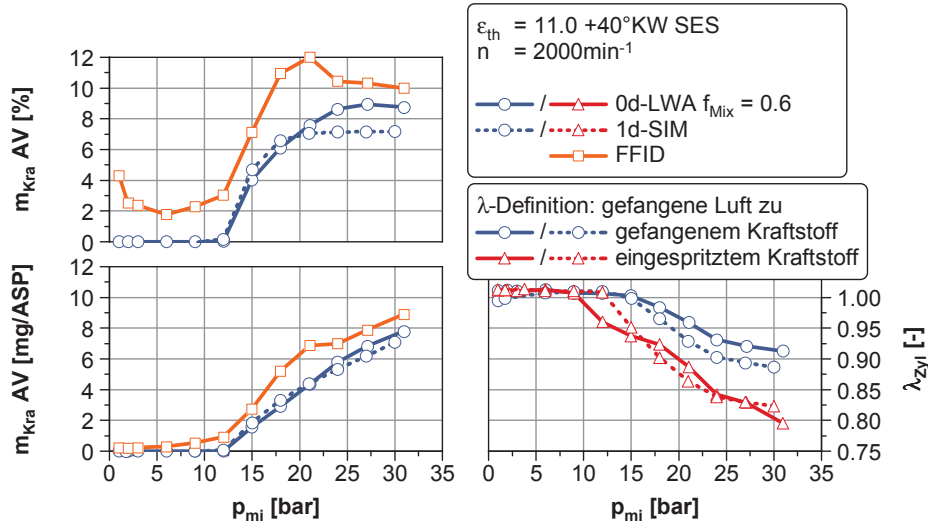


Abbildung 6.15: Vergleich der durchgespülten Kraftstoffmasse aus Messung mit FFID und Berechnung aus Ladungswechselanalyse sowie 1d-Strömungssimulation bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die gespülte Kraftstoffmasse lässt sich auch anhand einer 1d-Strömungssimulation ermitteln. Beide Möglichkeiten der Berechnung werden in Abb. 6.15 mit den aus der FFID-Messung ermittelten Werten für die durchgespülte Kraftstoffmasse verglichen. Die qualitativen Verläufe der absoluten durchgespülten Kraftstoffmasse bei einer Variation der Last bei 2000 min^{-1} stimmen überein. Für den Mischungsfaktor in der Ladungswechselanalyse wird in dieser Darstellung der Wert 0,6 verwendet; die 1d-Strömungssimulation erfolgt mit einer Diskretisierungslänge³⁶ von 2 mm im Ein- und 3 mm im Auslasstrakt³⁷, um den Einfluss von numerischer Diffusion zu minimieren. Kleinere Werte führen zu einer stärkeren Durchmischung im Saugrohr und damit zu geringerem Spülen von Kraftstoff. Die qualitativen Verläufe bleiben davon jedoch unberührt. Die aus dem FFID bestimmten Werte liegen kontinuierlich höher. Das ist darauf zurückzuführen, dass bei der Messung nicht zwischen HC-Emissionen aus dem direkten Spülen und solchen aus dem Verbrennungsprozess unterschieden werden kann. Folglich ist bereits bei geringen Lasten, bei denen kein Spülen auftritt, ein gewisses Maß an Kraftstoff im Auslass detektierbar. Sowohl die 1d-Strömungssimulation als auch die Ladungswechselanalyse bilanzieren lediglich die gespülte Kraftstoffmasse.

Über eine betriebspunktindividuelle Anpassung des Mischungsfaktors könnte eine bessere quantitative Übereinstimmung von Rechnung und Messung erzielt werden. Da die Durchmischung aber innerhalb des konstanten Rohrquerschnittes des Einlasstraktes stattfindet, erscheint eine starke Abhängigkeit von der Motorlast unwahrscheinlich, weshalb im Weiteren der Wert von 0,6 für die Berechnung der durchgespülten Kraftstoffmasse beibehalten wird. Der Einfluss auf das berechnete Brennraum-Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist für beide Definitionen dargestellt. Die Übereinstimmung zwischen 1d-Strömungssimulation und 0d-Ladungswechselanalyse ist erneut zufriedenstellend. Deutlich ist der Unterschied der beiden Definitionen zu erkennen, sodass bei

³⁶Sie beschreibt die Länge der Volumina der Rohrelemente in Strömungsrichtung im Modell.

³⁷Dies entspricht einer Verkleinerung gegenüber den Standardwerten um den Faktor 10.

einer Vernachlässigung der durchgespülten Kraftstoffmasse Abweichungen von bis zu 0,1 Einheiten auftreten.

Im Folgenden wird der Einfluss der Einlassventilsteuzeit und somit der Spülrate auf das Durchspülen von Kraftstoff in den Auslasstrakt betrachtet. Für die Basisnockenwelle ergeben sich die in Abb. 6.16 abgebildeten Verläufe. Durch das spätere Öffnen und daher spätere Schließen des Einlassventils wird mehr Kraftstoff in den Einlasskanal vorgelagert. Dem steilen Anstieg der gemessenen Werte nach UT folgt eine Phase konstanter Konzentration, während keine Masse durch den Einlasskanal strömt. Erst wenn der Ansaugvorgang beginnt, fallen die Werte, weil die vorgelagerte Masse in den Brennraum strömt. Ein Teil der einströmenden Masse wird bei früher Einlasssteuerzeit auch in der Basisauslegung der Ventilöffnungsdauer in den Abgastrakt gespült, da das Einlassschließen leicht nach UT liegt. Trotz der Erhöhung der vorgelagerten Kraftstoffmasse mit späterem Einlassschließen, nehmen die im Abgas gemessenen Emissionen ab. Grund hierfür ist die Zunahme des ebenfalls dargestellten Fanggrades. Der Verlauf der gespülten Kraftstoffmasse über der Einlassventilsteuzeit aus der Ladungswechselanalyse weicht qualitativ lediglich im ersten Messpunkt stärker von den gemessenen Werten ab.

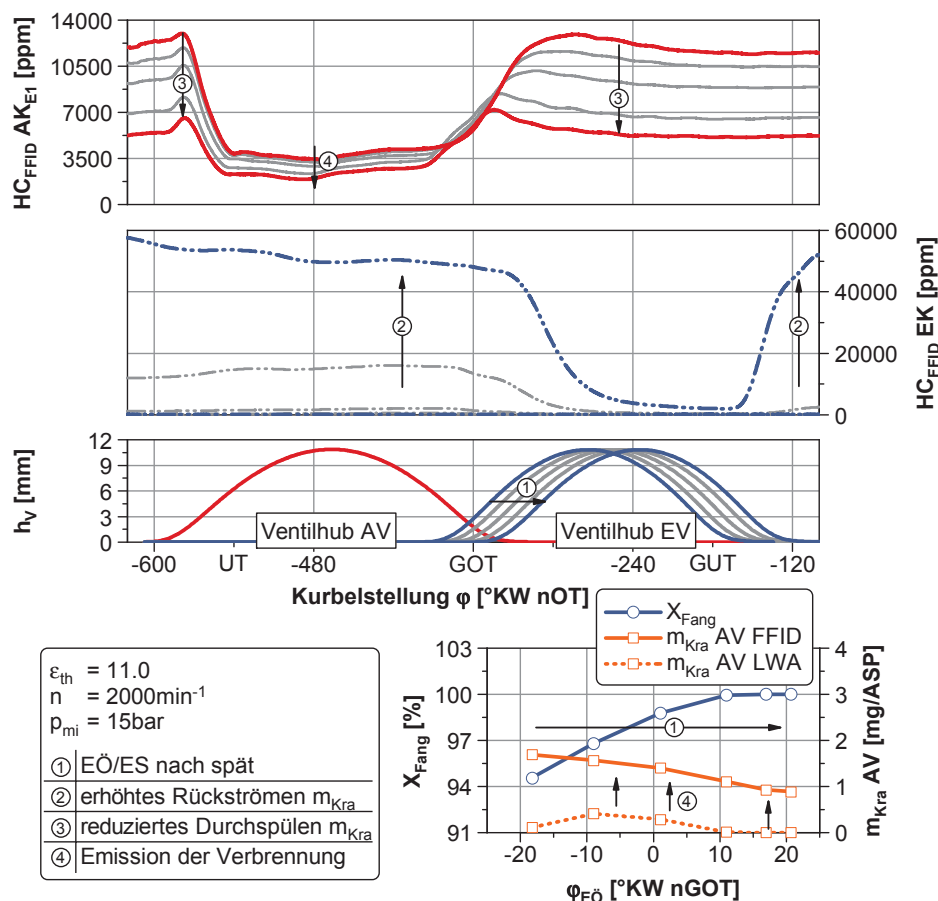


Abbildung 6.16: Verlauf der HC-Emissionen in Einlass- und Auslasskrümmer im Ladungswechselkontakt ohne SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$

Die oben beschriebenen Zusammenhänge lassen sich auch für die Motorkonfiguration mit 40°KW spätem Einlassschließen nachvollziehen (siehe Abb. 6.17). Die gemessenen Emissionen in Einlass und Auslass liegen allerdings auf signifikant höherem Niveau. Der dargestellte Fanggrad mit SES ist – durch die Regelung des Abgasgegendrucks auf dasselbe Spülgefälle wie ohne SES – bei

gleichem Ventilöffnen auf ähnlichem Niveau. Durch das verstärkte Vorlagern von Gemisch ins Saugrohr erhöht sich die durchgespülte Kraftstoffmasse sowohl in der Messung als auch in der Ladungswechselanalyse.

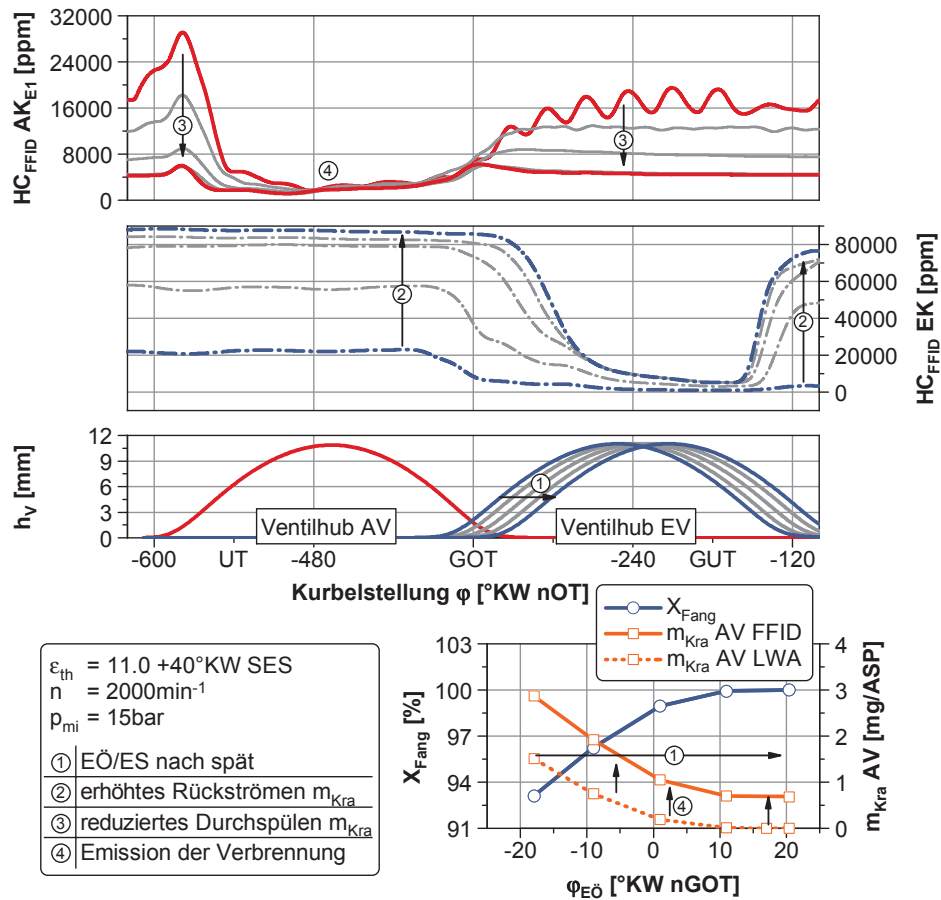


Abbildung 6.17: Verlauf der HC-Emissionen in Einlass- und Auslasskrümmer im Ladungswechseltakt mit SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$

Um den Einfluss der Entnahmestelle des FFID im Abgastrakt zu verdeutlichen, sind in [Abb. 6.18](#) für zwei Lasten die Signale der Entnahme E1 und E2, welche sich ca. 100 mm hinter E1 im Abgaskrümmer befindet (siehe auch [Abb. D3](#) im Anhang auf Seite 173), aufgezeigt. Für beide Lastpunkte wird die Laufzeit zwischen den Entnahmestellen durch die Konzentrationspitze nach Auslassöffnen deutlich. Insbesondere bei der niedrigeren Last ist zu erkennen, dass die hintere Entnahmesonde die gespülte Kraftstoffmasse nur kurzzeitig misst, wenn sie im darauffolgenden Zyklus vom ausströmenden Abgas an dieser vorbei gespült wird. Eine Zuordnung dieses Signals zum Ventilmassenstrom ist aufgrund der Entfernung zum Ventil und des relativ großen Durchmessers des Krümmers nicht sinnvoll. Erst bei den höchsten Lasten ist auch an der zweiten Messstelle das typische Durchspülen von Kraftstoff zu messen. Das erklärt zudem die sich annähernden Energiebilanzen bei höchster Last, da in diesem Bereich die Standardmesstechnik die erhöhten Emissionen durch Spülung ebenfalls erfassen kann. Während an der Entnahmestelle der Standardmesstechnik bei mittlerer Last in erster Linie Abgas mit geringen HC-Konzentrationen entnommen wird, scheint bei höchster Last eine Probe aus dem Paket mit gespültem Frischgemisch und hohem HC-Gehalt an der Messstelle entnommen zu werden. Aus diesem Grund liegen die Energiebilanzen in [Abb. 6.11](#) bei höchster Last für das SES tendenziell zu hoch, da infolge der zeitlich kontinuierlichen Entnahme das Paket mit Gemisch eine zu hohe Gewichtung erfährt.

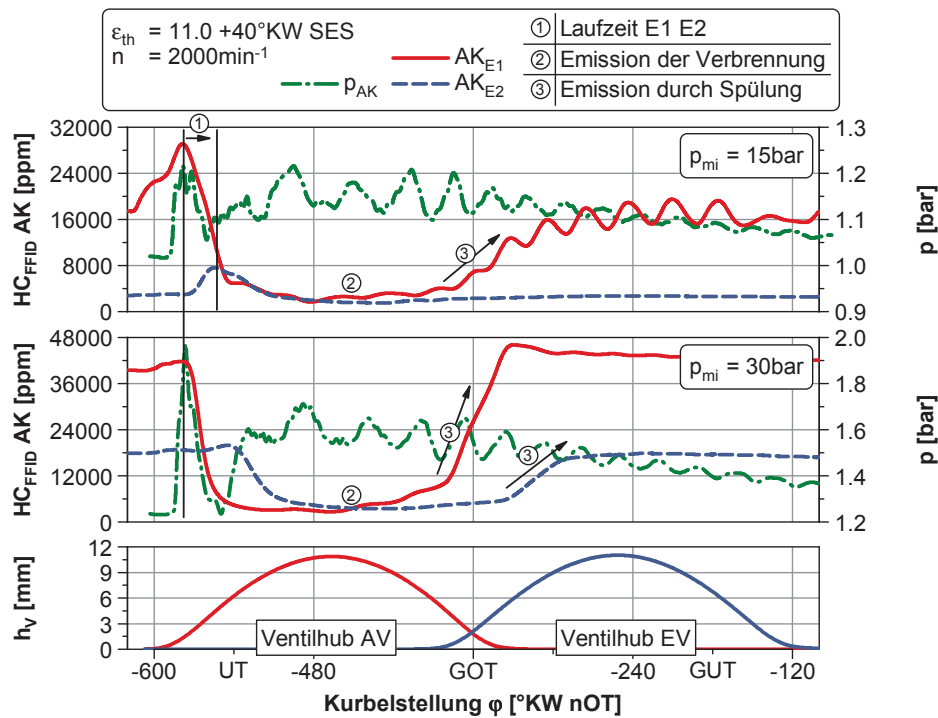


Abbildung 6.18: Verlauf der HC-Emissionen im Auslasskrümmer im Ladungswechseltakt an zwei verschiedenen Messstellen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ sowie $p_{mi} = 30 \text{ bar}$

Die qualitativen Verläufe der Emissionen im Auslasskanal bei einer Variation der Phase des Einlassventils bei 21 bar indizierter Last bestätigen die bisher beschriebenen Zusammenhänge. Durch eine Überschreitung der begrenzten Eingangstemperatur der schnellen Flammen-Ionisations-Messtechnik kann die Variation der Einlassventilsteuerzeit in Abb. 6.19 bei dieser Last für die Variante mit SES nicht bis zu maximal späten Werten gemessen werden. Für diese Konfiguration ist die Abgastemperatur trotz der etwas früheren Schwerpunktlagen im Vergleich zu der reinen Verdichtungsanhebung höher, was auf die weniger fette Ladungszusammensetzung im Brennraum mit SES zurückzuführen ist, auf die zu einem späteren Zeitpunkt näher eingegangen wird. Der Fanggrad liegt mit SES bei gleicher Ventilsteuerzeit ca. 1 Prozentpunkt höher und ist somit vergleichbar. Der Trend der gemessenen durchgespülten Kraftstoffmasse über der Ventilsteuerzeit kann für beide Varianten durch die Ladungswechselanalyse sehr gut wiedergegeben werden, wobei die absoluten Werte stets unter denen der Messung liegen. Das liegt daran, dass in der Ladungswechselanalyse keine unverbrannte Kraftstoffmasse aus der Verbrennung berücksichtigt werden kann.

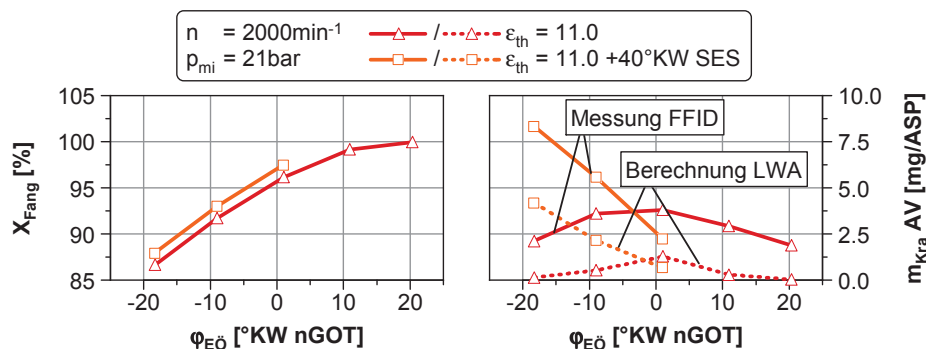


Abbildung 6.19: Fanggrad und durchgespülte Kraftstoffmasse mit und ohne SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

6.2.3 Analyse der thermodynamischen Verluste

Wie am Anfang des Kapitels beschrieben, ist eine thermodynamische Verlustteilung aufgrund der hohen Bilanzfehler mit der Standardabgasmesstechnik mit SES nicht sinnvoll. Durch den Einsatz der schnellen Flammen-Ionisations-Detektion können die Emissionen korrekt bestimmt werden. Werden die daraus berechneten Energien in der Brennverlaufsanalyse berücksichtigt, ergibt sich der in [Abb. 6.20](#) dargestellte Verlauf für die Energiebilanz. Im Spülbereich können die Abweichungen von 100 % für die Variante mit spätem Einlassschließen von maximal 8,5 Prozentpunkten auf unter 2,5 Prozentpunkte gesenkt werden. Die Abweichungen liegen damit im Bereich der Messtoleranz und auf einem ähnlichen Niveau wie für die Motorkonfigurationen ohne SES. Dies ermöglicht im Weiteren eine Analyse der Verlustquellen mittels thermodynamischer Verlustteilung.

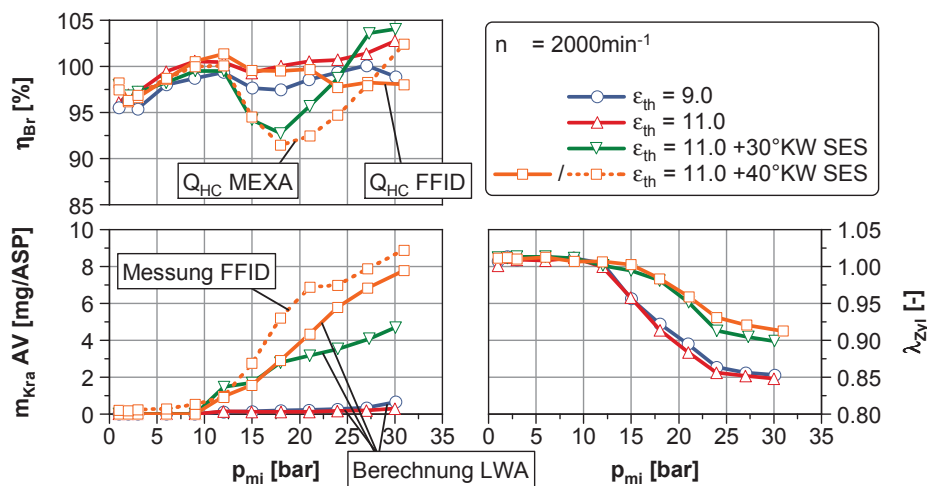


Abbildung 6.20: Einfluss des späten Einlassschließens auf die Energiebilanz sowie die gespülte Kraftstoffmasse für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die aus der Ladungswechselrechnung bestimmte durchgespülte Kraftstoffmasse ist ebenfalls abgebildet. Sie nimmt bei hoher Last mit längerer Einlassöffnungsdauer stark zu. Dieses Verhalten lässt sich wiederum anhand der Messung mit schneller Flammen-Ionisations-Detektion nachvollziehen. Durch Spülen von mit Kraftstoff angereicherter Luft steigt das Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Zylinder bei gleichbleibendem globalen Luftverhältnis. Dieser Zusammenhang muss bei höheren Raten von durchgespültem Kraftstoff berücksichtigt werden, wie sie durch eine Kombination von hohen Spülraten mit spätem Einlassschließen, aber z. B. auch mit Saugrohreinjection auftreten.

Anhand der Verlustteilung in [Abb. 6.21](#) kann der Wirkungsgradvorteil bei niedriger Last und der Nachteil im mittleren Spülbereich nachvollzogen werden. Zunächst ergibt sich eine Reduktion des Verlustes durch ideale Gleichraumprozessführung durch die Steigerung der Verdichtung von ca. 3 Prozentpunkten. Der Verlust durch reale Ladungszusammensetzung bleibt nahezu gleich. Der Verlust durch die klopfbedingte reale Schwerpunktlage steigt mit der Erhöhung der Verdichtung um bis zu 5 Prozentpunkte und wird durch den Einsatz des späten Einlassschließens an der Vollast um etwa 2 Prozentpunkte reduziert.

Der Einfluss der Verdichtungsanhebung auf die Verluste durch Emission von Kohlenmonoxid

und unverbrannte Kohlenwasserstoffe ist gering. Für das späte Einlassschließen ergeben sich allerdings im mittleren Spülbereich deutliche Nachteile wegen des Vorlagerns von Kraftstoff ins Saugrohr und des anschließenden Durchspülens, welches anhand der Messungen mit schneller Flammen-Ionisations-Detektion nachgewiesen werden kann.

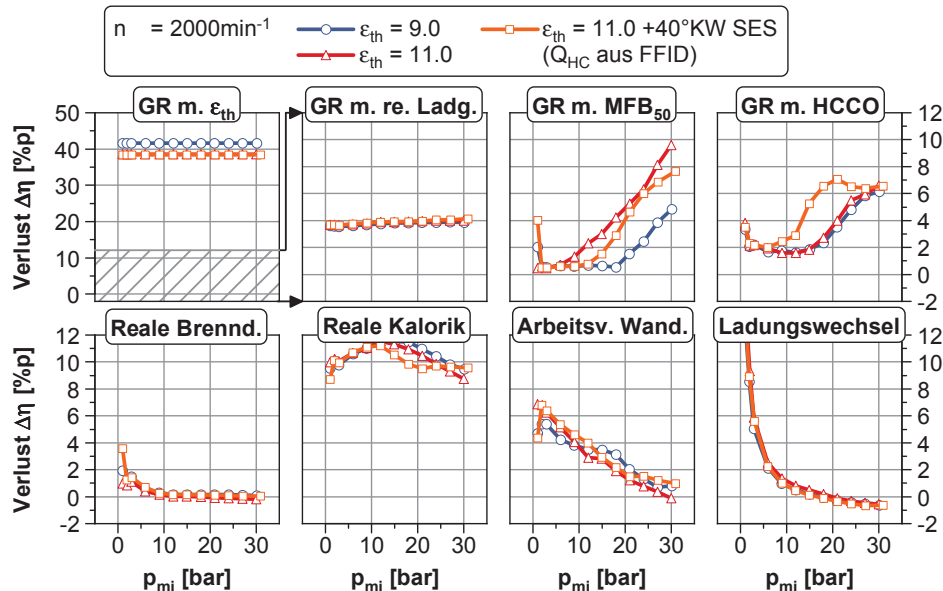


Abbildung 6.21: Einfluss des späten Einlassschließens auf die Verlustteilung für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Der Verlust durch reale Brenndauer ist für alle drei Varianten annähernd gleich. Der Verlust durch reale Kalorik ist für die Verdichtungsanhebung bei hohen Lasten etwas verringert, da die späteren Verbrennungsschwerpunktlagen zu geringeren Temperaturen während der Verbrennung führen und somit Dissoziationseffekte weniger Einfluss haben. Durch das späte Einlassschließen kann dieser Verlust im Bereich mittlerer Lasten durch niedrigere Verdichtungsendtemperaturen trotz der etwas früheren Schwerpunktlagen weiter gesenkt werden. Bei den höchsten Lasten nähert sich das SES der Basisauslegung an, weil das Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Brennraum durch das Spülen von Kraftstoff magerer ist und daher eine geringere Innenkühlung durch Kraftstoffüberschuss stattfindet. Der Arbeitsverlust durch Wandwärme zeigt aufgrund der für die Kalorik beschriebenen Effekte ähnliche Verhältnisse der Varianten untereinander. Allerdings steigt dieser Verlust bei niedriger Last durch die Erhöhung der Verdichtung und damit steigenden Temperaturen im Brennraum leicht an. Der Verlust durch realen Ladungswechsel nimmt durch die Erhöhung der Verdichtung bei den niedrigsten Lasten marginal zu und bleibt bei höheren Lasten aufgrund der Regelung des Abgasgedruckes auf ein konstantes Spülgefälle fast gleich.

6.2.4 Einfluss der Einlassventilsteuerzeit auf Klopfverhalten und Wirkungsgrad

Ausgehend von der Erkenntnis des hohen Anteils der durchgespülten Kraftstoffmasse am Wirkungsgradnachteil des späten Einlassschließens bei mittlerer Last, wird im Weiteren der Einfluss der Einlassventilsteuerzeit auf den Wirkungsgrad detailliert betrachtet. Die Notwendigkeit hoher Spülraten im Bereich der höchsten Last zur Erreichung hoher Mitteldrücke wurde bereits in Abschnitt 2.1 auf Seite 6 erläutert. Bei mittleren Lasten hingegen ist der Turbolader bis zu

einem gewissen Grad in der Lage, den notwendigen Ladedruck auch ohne hohe Spülraten zur Verfügung zu stellen. In diesem Bereich bietet es sich an, den Ventilüberschnitt zu reduzieren.

Wie in Abb. 6.22 dargestellt, hat die Ventilsteuerzeit des Einlassventils erhebliche Auswirkungen auf den Wirkungsgrad. Der Gradient des Wirkungsgrades über der Einlassventilsteuerzeit ist für beide Varianten mit SES aufgrund der durchgespülten Kraftstoffmasse deutlich steiler. Dies ist in der Abbildung oben links durch einen Bezug des indizierten Wirkungsgrades auf den jeweiligen Ausgangswert bei vollem Ventilüberschnitt verdeutlicht. Nur für die höchste Verdichtung ohne SES profitiert der Wirkungsgrad nicht von der verringerten Spülrate. Das resultiert aus dem bereits relativ spät liegenden Ausgangsschwerpunkt, weshalb sich die weitere Spätverstellung infolge der höheren Restgasgehalte stärker auf den Verlust durch nicht optimale Schwerpunktlage auswirkt.

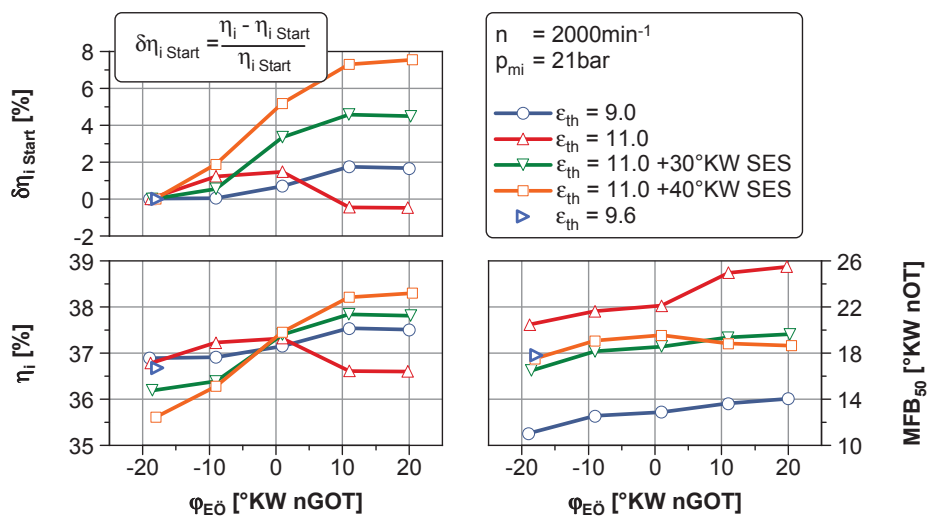


Abbildung 6.22: Einfluss des späten Einlassschließens auf Wirkungsgrad und Schwerpunkt für eine Variation der Einlassventilsteuerzeit bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21\text{bar}$

Der Gradient in der Schwerpunktlage für die Variante mit 40°KW SES ist flacher, sodass sie bei maximalem und minimalem Überschnitt annähernd gleich ist. Der erhöhte Restgasgehalt kann teilweise durch das spätere Einlassschließen kompensiert werden. Weiterhin ist zu erkennen, dass bei vollem Ventilüberschnitt die Schwerpunktlage für die maximale Verdichtung von 11,0 durch das späte Einlassschließen auf den Wert der mittleren Verdichtung von 9,6 nach früh verstellt werden kann. Während sich der Wirkungsgrad in der Ausgangsvariante durch ein weniger fettes Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Brennraum um ca. 0,6 Prozentpunkte oder relativ betrachtet um 1,7% verbessert, fällt die Erhöhung für das 40°KW späte Einlassschließen mit 3,3 Prozentpunkten bzw. 7,5% deutlich höher aus. Bei maximalem Überschnitt steigt der Wirkungsgrad dieser Variante aufgrund der höheren Verdichtung und trotz der späteren Schwerpunktlagen sogar über den Wert der Basiskonfiguration.

In Abb. 6.23 wird das Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Brennraum betrachtet. Deutlich zu erkennen ist, dass für beide Varianten mit spätem Einlassschließen und der damit verbundenen Durchspülung von Frischgemisch weniger fette Bedingungen als bei vollem Ventilüberschnitt vorherrschen. Wird die Einlassnockenwelle nach spät verstellt, gleichen sich für alle Varianten globales und Brennraum-Luft-Kraftstoff-Verhältnis aufgrund des erhöhten Fanggrades einander an. Der La-

dedruckbedarf steigt für alle Varianten – bedingt durch: höhere interne Restgasgehalte, spätere Schwerpunktlagen, geringere innere Kühlung durch Kraftstoffüberschuss, höhere Abgasgegenstände³⁸ und das spätere Schließen des Einlassventils. Dieser Effekt ist bei den Konfigurationen mit längerer Einlassnockenwelle deutlich stärker ausgeprägt. Werden ohne SES ca. 400 mbar mehr Saugrohrdruck zur Erreichung der Last benötigt, steigt er mit SES um etwa 600 mbar. Zusammen mit dem bereits 200 mbar höheren Startniveau bei vollem Überschnitt ergeben sich bei 21 bar indizierter Last notwendige maximale Saugrohrdrücke von knapp über 2600 mbar. Inwieweit diese Ladedrücke von dem bestehenden Abgasturbolader des Dreizylinder-Versuchsträgers zur Verfügung gestellt werden können, wird an späterer Stelle am Vollmotor untersucht.

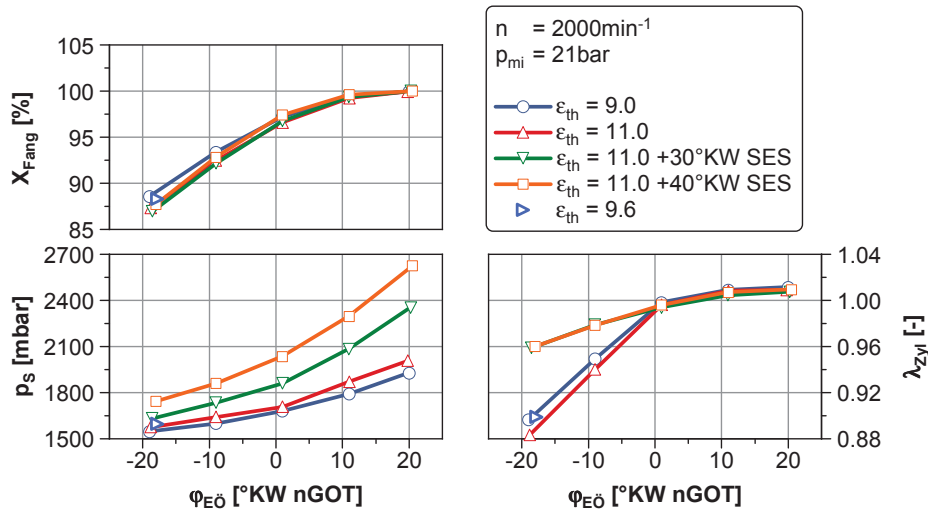


Abbildung 6.23: Einfluss des späten Einlassschließens auf Fanggrad, Saugrohrdruck und Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Brennraum für eine Variation der Einlassventilsteuzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

Abb. 6.24 zeigt die verschiedenen – nach den in [Koehler u. a., 2011] angegebenen Definitionen berechneten – wirksamen Verdichtungsverhältnisse. Erwartungsgemäß fallen alle dargestellten Verdichtungen in Abhängigkeit der Einlassventilsteuzeit in Richtung späterer Werte ab. Der Anstieg ist für die Varianten mit spätem Einlassschließen deutlich steiler.

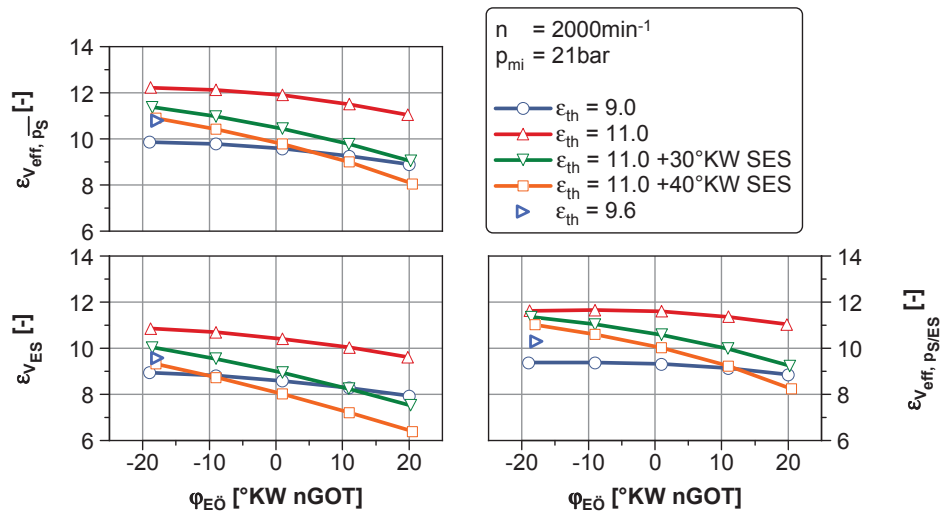


Abbildung 6.24: Vergleich verschiedener Verdichtungsverhältnisse für eine Variation der Einlassventilsteuzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

³⁸ geregelt auf ein konstantes Druckgefälle zwischen Ein- und Auslasstrakt

Qualitativ ist das Verhalten der verschiedenen Verdichtungen vergleichbar. Dass mit 40 °KW SES nahezu die selben Schwerpunkte an der Klopfgrenze erreicht werden wie für 30 °KW SES³⁹, kann nicht anhand der wirksamen Verdichtungen erklärt werden⁴⁰.

Auffällig ist, dass die Verdichtungsverhältnisse, welche den Saugrohrdruck mit einbeziehen, auch über das Niveau der thermodynamisch effektiven Verdichtung ansteigen können. Dieses Verhalten kann anhand der doppelt logarithmischen Darstellung des Zylinderdruckes in [Abb. 6.25](#) nachvollzogen werden. Es ist lediglich die Definition mit der Berücksichtigung des Saugrohrdruckes zum Zeitpunkt des Einlassschließens abgebildet. Die Berechnung mit dem mittleren Saugrohrdruck ist infolge der hohen Dynamik über dem Arbeitsspiel weniger geeignet. Auf der linken Seite ist zu erkennen, dass das Schließen des Ventils nahezu im unteren Totpunkt und bei einer Überhöhung des Saugrohrdruckes durch die Gasdynamik stattfindet. Wird nun wie in Kapitel 2.3 beschrieben der Schnittpunkt zwischen der linear angenäherten Kompressionsgeraden und dem Saugrohrdruck zum Zeitpunkt des Einlassschließens gebildet, ergeben sich effektive Zylindervolumina oberhalb des maximalen Brennraumvolumens. In der Realität geht eine dynamische Erhöhung des Saugrohrdruckes stets mit einer dynamischen Temperaturerhöhung einher. Da das ermittelte Verdichtungsverhältnis in erster Linie zur Abschätzung der Klopfneigung genutzt werden soll, erscheint eine Berücksichtigung der dynamischen Verhältnisse im Saugrohr sinnvoll. Erst mit spätem Einlassschließen fällt das so berechnete Verdichtungsverhältnis unter das thermodynamische (Vgl. hierzu auch [Abb. D7](#) im Anhang auf Seite 176).

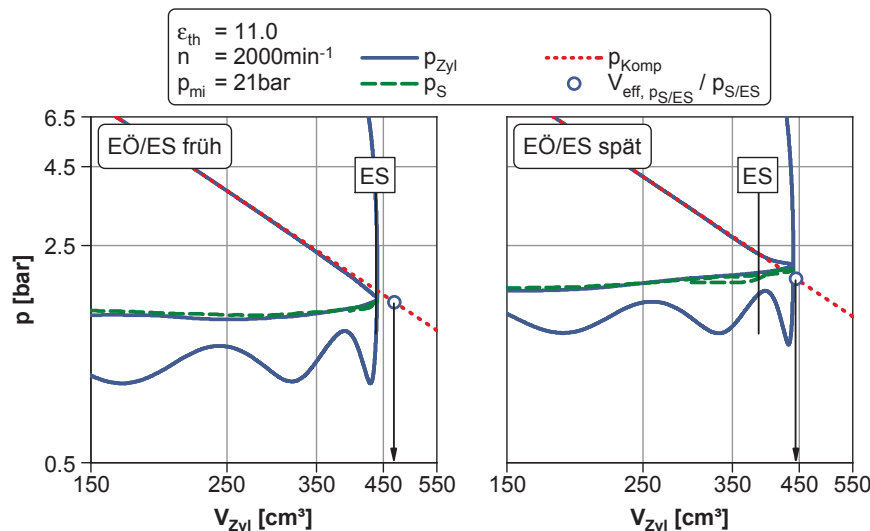


Abbildung 6.25: Vergleich der frühen und späten Einlasssteuerzeit ohne SES im Druck-Volumen-Diagramm bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

6.2.5 Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung

Ziel des späten Einlassschließens ist die Begrenzung der maximal notwendigen Spätverstellung der Verbrennungsschwerpunktlage bei Volllast. Inwieweit die mögliche Frühverstellung der Schwerpunktlage dazu genutzt werden kann, um die Verbrennungsstabilität zu erhöhen, wird anhand von [Abb. 6.26](#) erläutert. Zunächst wird deutlich, dass die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses den Zündverzug bei niedriger Last reduziert und, dass dieser Effekt durch das späte Einlass-

³⁹Vgl. [Abb. 6.10](#) auf Seite 94 und [Abb. 6.22](#) auf Seite 106

⁴⁰Auf dieses Verhalten wird in den Abschnitten 6.2.5 und 6.2.6 eingegangen.

schließen bei niedrigster Last teilweise kompensiert wird⁴¹. Im Bereich zwischen 6 und 18 bar indiziertem Mitteldruck überwiegt der Vorteil der Verdichtungsanhebung und alle drei Varianten zeigen die gleichen Werte. Die Brenndauer nimmt bei hoher Last bei der Verdichtungsanhebung durch die späteren Schwerpunkte zu. Das SES verlängert zudem die Brenndauer trotz früherer Schwerpunktlagen. Infolge dieser Tatsache ist es nicht möglich, die erhöhte Varianz des indizierten Mitteldruckes durch SES signifikant zu verringern. Allerdings befinden sich die Werte für alle Konfigurationen mit maximal knapp über 2 % bei hoher Last auf einem vertretbaren Niveau. Die verlängerten Brenndauern mit 40 °KW SES gegenüber 30 °KW SES trotz vergleichbarer Schwerpunkte ist ein Indiz dafür, dass die Tumble-Strömung durch das Ausschieben von Zylinderladung in das Saugrohr negativ beeinflusst wird. Dies erklärt warum trotz einer verringerten wirksamen Verdichtung keine weiteren Vorteile in der Schwerpunktlage erzielt werden können.

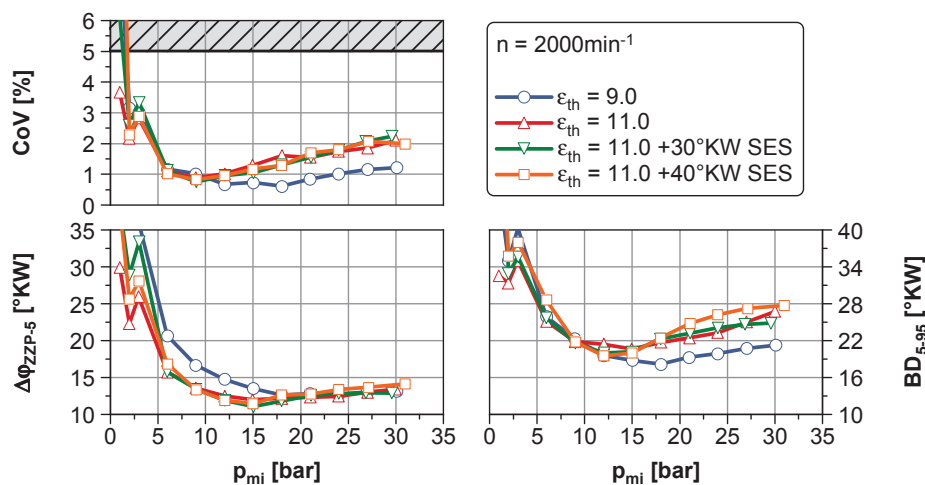


Abbildung 6.26: Einfluss des späten Einlassschließens auf Zündverzögerung, Brenndauer und Stabilität für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

6.2.6 Einfluss auf das Klopfverhalten

An dieser Stelle wird die Verteilung der Klopfindizes für die 200 Zyklen eines Betriebspunktes über der Schwerpunktlage des Heizverlaufs betrachtet (siehe Abb. 6.27). Wie bereits in Abschnitt 6.1.3 beschrieben, ergibt sich auch für die beiden hier dargestellten Betriebspunkte bei gleicher Last eine Erhöhung der Streubreite der KP-Werte durch die Verdichtungsanhebung. Der Mittelwert über 200 Zyklen ist für alle Betriebspunkte gleich; lediglich bei 15 bar ist der Wert für die niedrigere Verdichtung geringer, da der Motor hier bereits schwerpunktoptimal betrieben werden kann, ohne dass Klopfen auftritt. Durch das späte Einlassschließen kann der Schwerpunkt zwar nach früh verschoben werden, das generelle Verhalten der höheren Streubreite der KP-Werte wird hierdurch jedoch nicht verändert. Dies ist auf die längeren Brenndauern trotz früherer Schwerpunktlage zurückzuführen [Pischinger, 2001].

⁴¹Vgl. auch Abb. 5.32 auf Seite 79

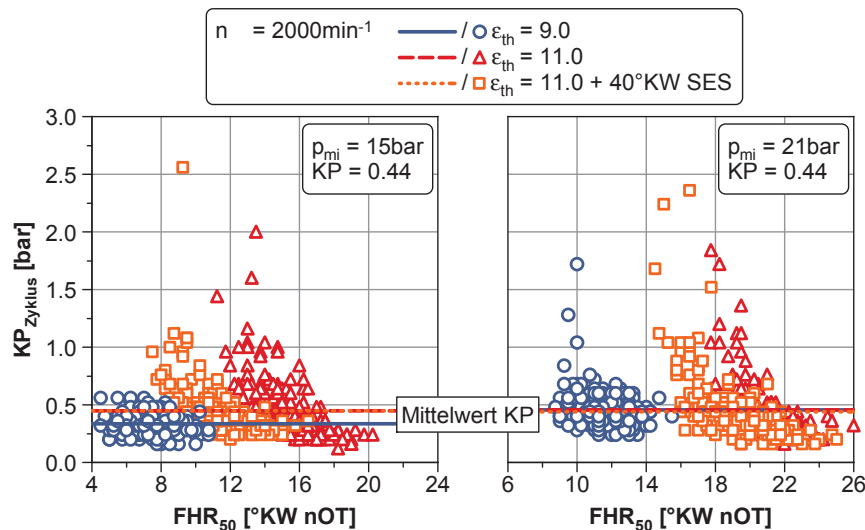


Abbildung 6.27: Einfluss des späten Einlassschließens auf den zyklusindividuellen Klopindex bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15$ sowie 21 bar

6.3 Reduzierung der Klopfneigung durch Abgasrückführung

Eine Rückführung von gekühltem Abgas kann ebenfalls zur Reduktion der Klopfneigung und somit zur Darstellung früherer Schwerpunktlagen bei hohen Lasten eingesetzt werden [Potteau u. a., 2007], [Grandin u. a., 1998], [Grandin u. a., 2002]. Aus diesem Grund kann die AGR als Alternative zum späten Einlassschließen bewertet werden. Soll die AGR zu diesem Zweck in den kritischen Kennfeldbereichen bei niedriger Drehzahl und hoher Last genutzt werden, ist am Vollmotor lediglich die Verwendung einer Niederdruck-AGR sinnvoll, denn das Spülgefälle zwischen Aus- und Einlasstrakt reicht nicht aus, um hohe Restgasraten über eine Hochdruck-AGR fördern zu können. Der Bereich, in dem das Spülgefälle genügt, um signifikant Abgas zurückzuführen, wird für den Versuchsträger erst ab Drehzahlen oberhalb von 3500 min^{-1} erreicht (siehe auch Kapitel 7.1). Eine Anhebung des Abgasgegendruckes zur Darstellung von AGR am Einzylinder ist zwar über die Gegendruckregelung möglich, aufgrund der negativen Auswirkung auf den Fanggrad und internen Restgasgehalt sowie damit verbunden auf die Schwerpunktlage, wie in Abschnitt 3.3.3 geschildert, jedoch nicht zielführend. Daher wird das Abgas am Einzylinder nach den Ventilen zur Gegendruckregelung entnommen und mittels einer zusätzlichen Pumpe auf das Druckniveau des Ladedrucks verdichtet. Dieser Aufbau erlaubt auch bei höchster Last die Einstellung der Restgasraten unabhängig vom jeweiligen Saug- und Abgasgegendruckniveau. Sowohl [Kawabata u. a., 1999] als auch [Burluka u. a., 2004] beschreiben einen hohen Einfluss von Stickoxid-Anteilen im Endgas auf die Selbstzündung und somit auf das Auftreten von Klopfen sowie dessen Intensität. Aus diesem Grund wird in den folgenden Untersuchungen jeweils ein Vergleich der Abgasentnahme vor und nach 3-Wege-Katalysator durchgeführt. Zur Sicherstellung einer vollständigen Konvertierung der Stickoxide über den Katalysator muss das globale Luft-Kraftstoff-Verhältnis leicht fett eingestellt werden. Um eine Vergleichbarkeit sowohl des Klopfverhaltens als auch des Wirkungsgrades sicherzustellen, wird der Motor bei einer Entnahme vor Katalysator ebenfalls bei leicht fetten Bedingungen betrieben. Ein direkter Vergleich der Wirkungsgrade mit den Messungen der vorangegangenen Kapitel ist infolge der geänderten Luft-Kraftstoff-Verhältnisse nicht sinnvoll und erfolgt daher an späterer Stelle.

6.3.1 Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad

Zunächst wird die externe Abgasrückführung mit einer Entnahme vor und nach Katalysator anhand zweier Lastpunkte bei 2000 min^{-1} verglichen. Die folgenden Untersuchungen werden bei der höchsten verfügbaren Verdichtung von 11,0 thermodynamisch durchgeführt. Das Abgas wird stets gekühlt, um eine konstante Ansauglufttemperatur im Saugrohr und somit eine konstante Starttemperatur im Zylinder zu gewährleisten (siehe Abb. D8 im Anhang auf Seite 176). In Abb. 6.28 ist ersichtlich, dass sich die Schwerpunktlage in allen Fällen deutlich verbessern lässt.

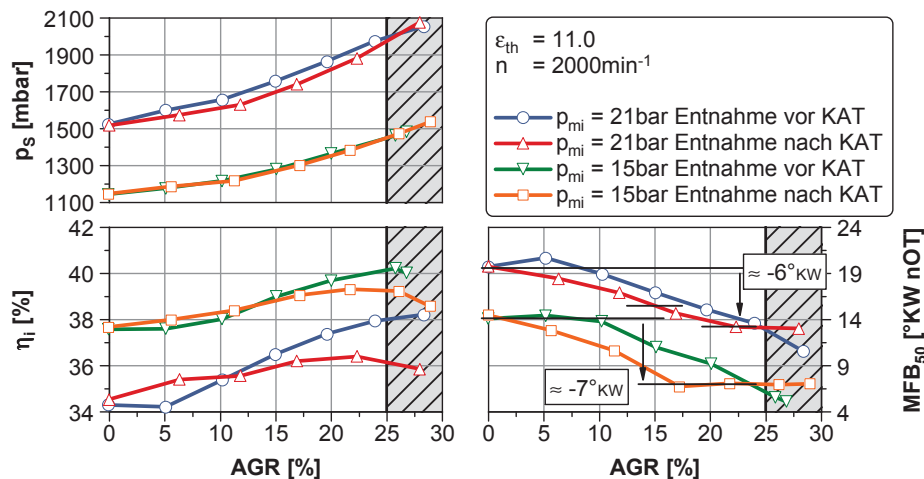


Abbildung 6.28: Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator

Im markierten Bereich bei AGR-Raten größer als 25 % verschlechtert sich die Stabilität der Betriebspunkte signifikant, sodass eine exakte Einstellung des Schwerpunktes an der Klopfgrenze erschwert wird. Bis zu diesem Wert ist gegenüber der Abgasentnahme vor Katalysator ein Vorteil von ca. 2 bis 3 °KW festzustellen. Der Einsatz der AGR mit Abgasentnahme nach Katalysator erlaubt es, den Motor in beiden Betriebspunkten mit 6 bzw. 7 °KW früheren Schwerpunkten zu betreiben, sodass der Schwerpunkt bei 15 bar bereits ab einer AGR-Rate von ca. 17 % wirkungsgradoptimal eingestellt werden kann. Bei 21 bar indiziertem Mitteldruck wird dieser Wert nicht erreicht. Der Saugrohrdruck muss zur Erreichung der Zylinderluftfüllung mit steigender Rückföhrtrate angehoben werden. Während bei 15 bar nahezu kein Unterschied zwischen einer Entnahme vor und nach Katalysator zu erkennen ist, zeigt die Entnahme danach für 21 bar leichte Vorteile. Dies ist auf den geringfügig früheren Schwerpunkt bei allgemein später Schwerpunktlage zurückzuführen. Der Wirkungsgrad steigt mit höherer AGR-Rate, wobei die Entnahme nach Katalysator trotz früherer Schwerpunktlagen ab ca. 12 bis 15 % schlechtere Wirkungsgrade aufweist. Die beschriebenen Effekte lassen sich auch für 1500 min^{-1} nachvollziehen, was in Anhang D9 auf Seite 176 zusammengestellt ist.

Um den Wirkungsgradvorteil der Abgasentnahme vor Katalysator bei hohen Restgasraten mittels Verlustteilung näher untersuchen zu können, ist eine Anpassung der Berechnung der Verluste durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid notwendig. In dem erwähnten Bereich enthält das Abgas hohe Anteile HC und CO, welche durch die hohen Rückföhrraten zurück

in den Brennraum gelangen und dort ein nicht zu vernachlässigendes Maß an Wärme freisetzen können. Diese zusätzlich zugeführte Energie muss in der Berechnung der Verluste durch HCCO in der Verlustteilung sowie in der in Gleichung 3.1 formulierten Berechnung der Energiebilanz berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck wird diese wie folgt erweitert:

$$\eta_{\text{Br}} = \frac{Q_{\text{Br}}}{Q_{\text{Kra}} - Q_{\text{HCCO}} + f_{\text{HCCO Res}} \cdot X_{\text{Res}} \cdot Q_{\text{HCCO}}} \quad (6.5)$$

Hierbei wird die zugeführte Kraftstoffenergie nicht um den gesamten Betrag der Energie der Rohemissionen reduziert, ein Teil wird abhängig von der Restgasrate und dem Faktor $f_{\text{HCCO Res}}$ als der Verbrennung zur Verfügung stehende Energie beibehalten. Der Faktor beschreibt, in welchem Maß das Restgas Energie in Form von HC- und CO-Emissionen enthält. Je nach Ort der Entnahme des rückgeführten Abgases und den Betriebsbedingungen kann dieser Faktor Werte zwischen Null und Eins annehmen. Hierdurch lassen sich etwaige Nachreaktionen der unverbrannten Komponenten zwischen der Messstelle im Krümmer und der tatsächlichen Abgaseinbringung in den Brennraum berücksichtigen. Plausible Werte können mithilfe von Messungen der Emissionen im Krümmer sowie an der Entnahmestelle des Abgases mit und ohne Katalysator bestimmt werden (siehe Abb. D10 im Anhang auf Seite 177). Eine weitere Nachreaktion nach der Abgasentnahmestelle ist aufgrund der anschließenden Kühlung des Abgases zu vernachlässigen. Da die HC- und CO-Emissionen bei einer Entnahme nach Katalysator nahezu vollständig nachreagieren, ist in diesem Fall ein Wert von Null anzuwenden. Für die Entnahme vor Katalysator hängt der Wert von der Last ab: Bei 15 bar indiziertem Mitteldruck ist fast keine Nachreaktion messbar und der Faktor wird mit 0,96 angenommen; bei 21 bar hingegen werden durch Nachreaktionen ca. 23 % der Energie aus HC und CO im Abgastrakt in Wärme umgesetzt, sodass ein Wert von 0,77 angesetzt wird.

Wird die Rückführung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid wie beschrieben berücksichtigt, ergibt sich die in Abb. 6.29 dargestellte Aufteilung der einzelnen Verluste. Die Verluste durch ideale Gleichraumprozessführung bleiben unverändert. Der Verlust durch reale Ladung sinkt mit steigender Restgasrate minimal. Die früheren Schwerpunktlagen mit höheren AGR-Raten führen zu einer Reduktion des zugehörigen Verlustanteils; hier sind leichte Vorteile bei einer Entnahme des Abgases nach Katalysator zu erkennen. Der Nachteil für die Entnahme nach Katalysator im Wirkungsgrad ergibt sich aus den höheren Verlusten durch HC und CO. Zwar sind die Rohemissionen im Abgaskrümmer auf nahezu gleichem Niveau, allerdings wird die in ihnen gespeicherte Energie vollständig im Katalysator in Wärme umgesetzt und geht erst dadurch vollständig für den Verbrennungsprozess verloren. Ohne Katalysator wird ein Teil der Energie zurückgeführt und steht in späteren Arbeitsspielen zur Wärmefreisetzung im Zylinder zur Verfügung.

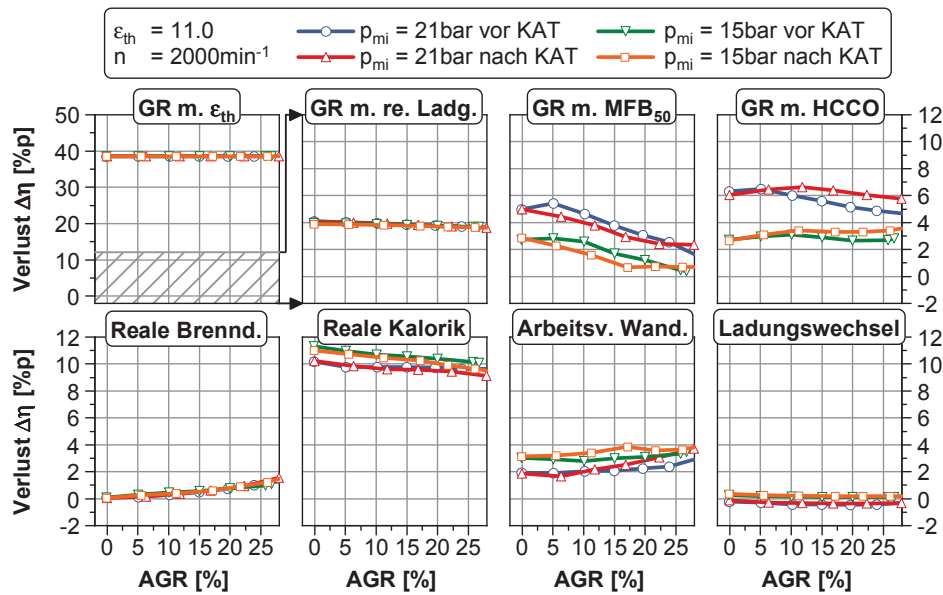


Abbildung 6.29: Einfluss der externen AGR auf die Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator

Der Verlust durch reale Brenndauer steigt mit der AGR-Rate an, während der Verlust durch reale Kalorik aufgrund des abgesenkten Temperaturniveaus leicht fällt. Die Arbeitsverluste durch Wandwärme bleiben fast konstant bzw. steigen mit höherer AGR-Rate leicht an. Der Verlust durch realen Ladungswechsel behält infolge der aktiven Regelung des Gegendrucks auf ein definiertes Spülgefälle sein Niveau bei.

6.3.2 Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung

Wie bereits erwähnt, wird für beide Betriebspunkte die Stabilitätsgrenze bei ca. 25% extern zurückgeführtem Abgas erreicht. Aufgrund der hohen Spülraten ist der Anteil an intern zurückgeführtem Abgas sehr niedrig. Der Zündverzug – dargestellt in Abb. 6.30 – ist nahezu unabhängig von der Entnahmestelle bei gleicher AGR-Rate ähnlich und steigt mit zunehmenden Restgasgehalten an. Mit höheren AGR-Raten steigt er bei 21 bar weniger stark. Die Brenndauer ist für die Entnahme nach Katalysator wegen der etwas früheren Schwerpunktlagen bei gleicher AGR-Rate zunächst ca. 1 bis 2°KW kürzer. Bei höheren Raten wird dieser Vorteil allerdings ausgeglichen. Ausgehend vom Betrieb ohne AGR verdoppeln sich die Brenndauern annähernd, was in Verbindung mit den früheren möglichen Schwerpunktlagen an der Klopfgrenze deutlich frühere Zündwinkel bedingt. Das Verhalten kann für 1500 min^{-1} bestätigt werden (siehe Abb. D11 im Anhang auf Seite 177).

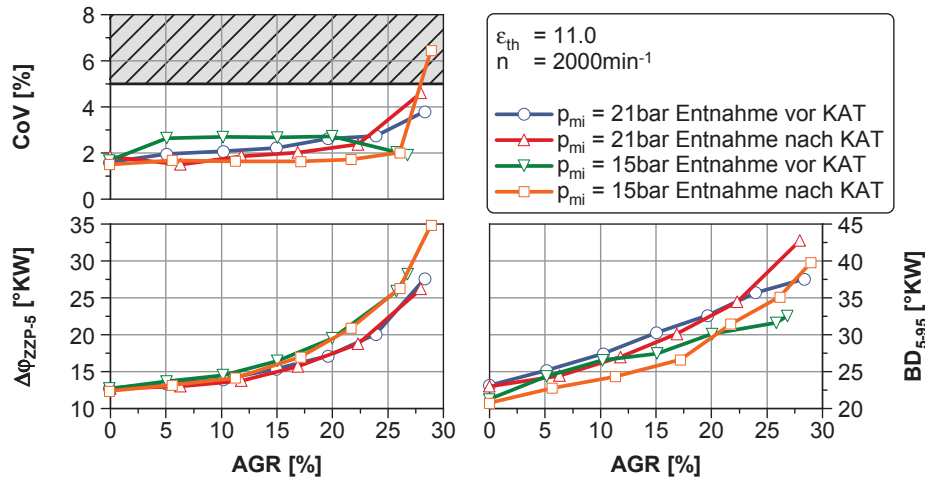


Abbildung 6.30: Einfluss der externen AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator

Inwieweit der Vorteil in der Verbrennungsschwerpunktlage bei hoher Last auch in einen Stabilitätsvorteil resultiert, zeigt Abb. 6.31. Hier sind die Kenngrößen der Verbrennung für eine Variation des Zündzeitpunktes und der Abgasrückführrate über der Schwerpunktlage dargestellt. Während der Schwerpunkt in der AGR-Variation stets an der Klopfgrenze liegt, welche mit steigender Restgasrate nach früh verschoben werden kann, ist in der Variation des Zündwinkels lediglich der erste Punkt klopfbegrenzt.

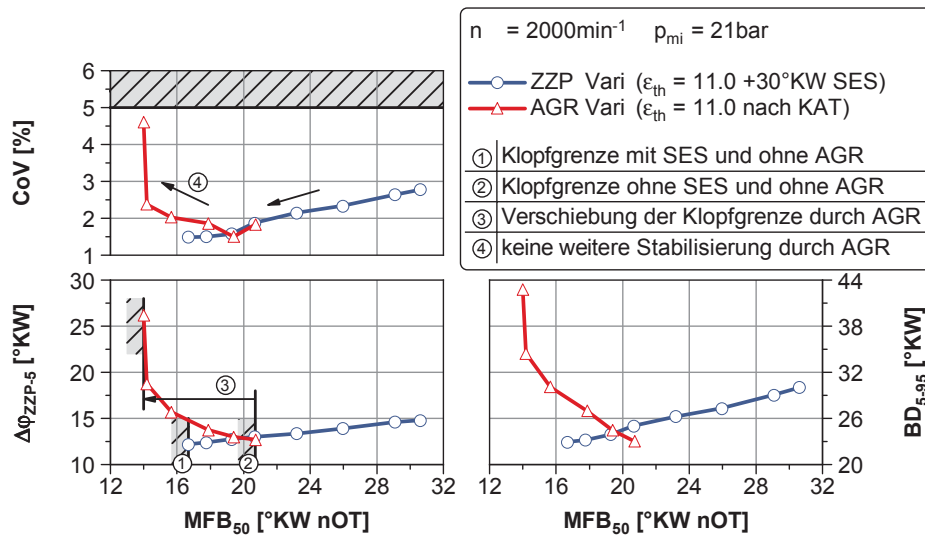


Abbildung 6.31: Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der Schwerpunktlage bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

Die Variation des Zündwinkels ist für die Motorkonfiguration mit 30°KW spätem Einlassschließen abgebildet. Durch das SES ist es möglich, den Schwerpunkt ca. 4°KW früher zu setzen. Wird der Zündwinkel und damit der Schwerpunkt ausgehend von dieser Lage an der Klopfgrenze nach spät verschoben, erhöhen sich Zündverzug und Brenndauer kontinuierlich. Auch die Schwankungen im indizierten Mitteldruck und folglich die relative Standardabweichung nehmen zu. Durch die Zugabe von Abgas⁴² kann der Schwerpunkt kontinuierlich nach früh verschoben werden, wobei Zündverzug und Brenndauer stetig steigen. Mit einer AGR-Rate von 20% wird

⁴²hier: Entnahme nach Katalysator

trotz 15°KW früherer Schwerpunktlage derselbe Wert für Zündverzögerung und Brenndauer wie am Ende der Zündwinkelvariation erreicht. Im Vergleich zum Betrieb ohne AGR an der Klopfgrenze lässt sich trotz früherer Schwerpunktlagen mit Abgasrückführung kein signifikanter Vorteil in der Stabilität erzielen.

6.3.3 Einfluss auf das Klopfverhalten

Die hohen AGR-Raten erlauben zwar bei konstantem mittleren Klopfindex frühere Schwerpunktlagen der Verbrennung, das Klopfverhalten wird dadurch jedoch deutlich verändert. Die Streuung der Brenndauern und damit auch der Schwerpunktlagen um ihren Mittelwert nimmt durch die Abgasrückführung stark zu (siehe Abb. 6.32). Dies ist darauf zurückzuführen, dass durch die Verlangsamung der laminaren Flammgeschwindigkeit – und deren dominanten Einfluss auf die Flammenkernbildung [Heywood, 1988], [Pischinger und Heywood, 1988] – der Einfluss von stochastischen Schwankungen der Gemischzusammensetzung und des Strömungsfeldes am Zündort zum Zündzeitpunkt steigt. Resultat sind vereinzelte Arbeitsspiele mit sehr späten Schwerpunktlagen und sehr niedrigen Klopfindizes. Insbesondere bei 21 bar indiziertem Mitteldruck liegen einige Arbeitsspiele trotz früherer mittlerer Schwerpunktlage sogar später als ohne AGR. Die Anzahl von Arbeitsspielen mit deutlich früheren Schwerpunktlagen als dem Mittelwert nimmt ebenfalls stark zu. Daher steigt die Streuung der Klopfindizes infolge der höheren Instabilität der Verbrennung massiv.

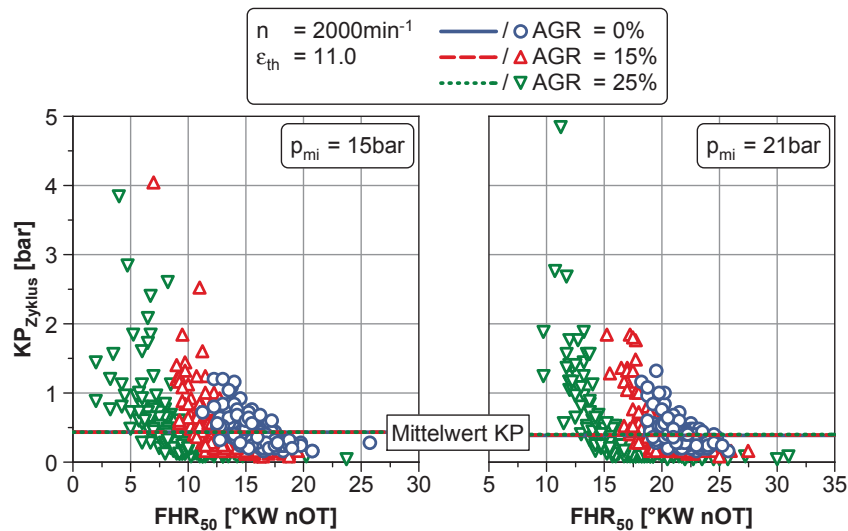


Abbildung 6.32: Zyklusindividueller Klopfindex über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ sowie 21 bar

Ein ähnliches Verhalten kann in [Hettinger, 2012a] für den Betrieb mit gekühlter Hochdruck-AGR bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen nachvollzogen werden. Wird die Klopfhäufigkeit anhand eines festen Grenzwertes für den Klopfindex bestimmt, führt der Einsatz von Abgasrückführung also zu einer Erhöhung dieser.

6.3.4 Einfluss von erhöhtem internen Restgasgehalt und Temperatur

Ob die gekühlte Abgasrückführung zur Optimierung der Schwerpunktlage ohne hohe Spülraten geeignet ist, wird im Folgenden bewertet. Zu diesem Zweck wird eine Variation der Rückführrate bei einer Entnahme des Abgases nach Katalysator bei 21 bar indizierter Last und einer maximal späten Einlassventilsteuerzeit betrachtet. Zunächst sei darauf hingewiesen, dass der Wirkungsgrad aufgrund des fetteren Luft-Kraftstoff-Verhältnisses stärker von der Verstellung der Einlassventilsteuerzeit profitiert (siehe Abb. 6.33) als in Abschnitt 6.2.4 beschrieben. Wegen der geringeren Spülraten erhöht sich der Wirkungsgrad trotz der späteren Schwerpunktlagen durch die Verschiebung des Einlassöffnens. Die interne Restgasrate steigt infolge des geänderten Ventilöffnens um ca. 3 bis 4 Prozentpunkte. Dies führt zu einer Verschiebung der Klopfgrenze bei gleicher Gesamtrestgasrate von etwa 6 °KW. Der notwendige Saugrohrdruck steigt dabei um 350 mbar. Der Verlauf der Schwerpunktlage sowie des Wirkungsgrades über der Gesamtrestgasrate ist aber in beiden Fällen nahezu gleich. Das heißt: auch bei höheren internen Restgasgehalten eignet sich die gekühlte Abgasrückführung in ähnlichem Maße zur Optimierung der Schwerpunktlage.

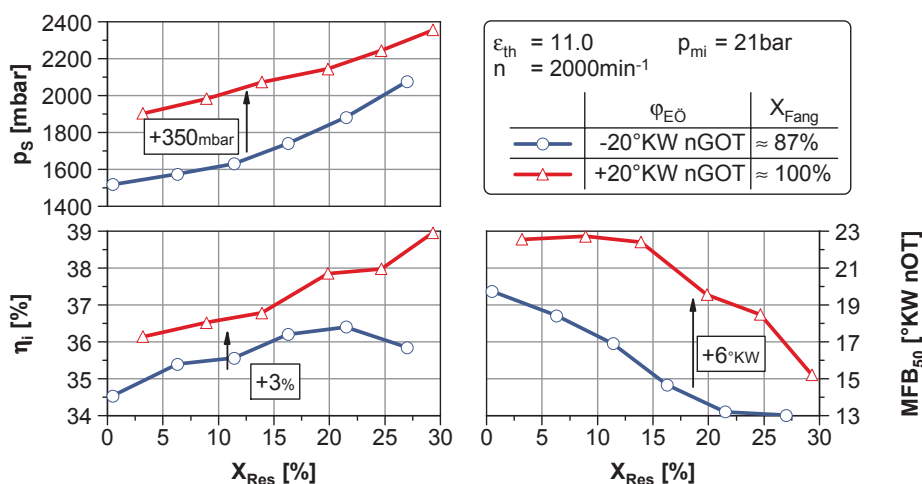


Abbildung 6.33: Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$ mit einer Entnahme vor Katalysator bei unterschiedlichem internen Restgasgehalt

Das Vorhandensein von heißem internem Restgas wirkt sich zwar negativ auf die Schwerpunktlage aus, verkürzt aber – wie in Abb. 6.34 dargestellt – den Zündverzug bei sehr hohen Gesamtraten. Auch der Anstieg der Brenndauer fällt etwas geringer aus, sodass bei hohen Restgasraten der Nachteil durch die spätere Verbrennungsschwerpunktlage ausgeglichen werden kann. Die Schwankungen im indizierten Mitteldruck sind durch die späteren Schwerpunktlagen jedoch auf einem höheren Niveau. Lediglich bei den höchsten Rückführraten verbessert das interne Restgas aufgrund der beschriebenen Einflüsse auf Brenndauer und Zündverzug die Stabilität leicht. Die Laufgrenze wird hierdurch minimal hin zu höheren Gesamtrestgasraten verschoben. Dass sich die externe Abgasrückführung auch bei höheren Gegendrücken eignet, um die Schwerpunktlage zu optimieren, kann anhand der Variation des Abgasgegendruckes in Abb. D12 im Anhang auf Seite 177 nachvollzogen werden.

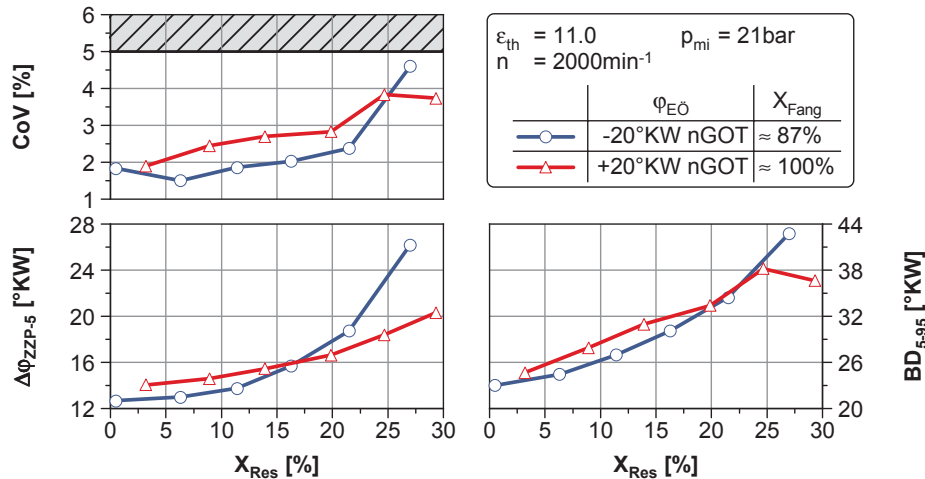


Abbildung 6.34: Einfluss der externen AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$ mit einer Entnahme vor Katalysator bei unterschiedlichem internen Restgasgehalt

Um das volle Potenzial der Abgasrückführung zur Optimierung der Verbrennungsschwerpunkt-lage zu nutzen, ist eine effektive Kühlung der angesaugten Masse essentiell. Bei einer Niederdruck-AGR ergibt sich infolge des erhöhten Massenstroms über den Ladeluftkühler ein erhöhter Bedarf an Kühlleistung. Außerdem bedingt die maximal zulässige Verdichteraustrittstemperatur eine effektive Kühlung des Abgases vor der Einleitung in den Ansaugtrakt. Den gestiegenen Anforderungen muss bei der Auslegung des Kühlsystems des Motors Rechnung getragen werden. Eine Erhöhung der Ansauglufttemperatur um 10 K bewirkt, wie in Abb. 6.35 gezeigt, eine Verschiebung der Schwerpunkt-lage an der Klopfgrenze um ca. 1,3 °KW.

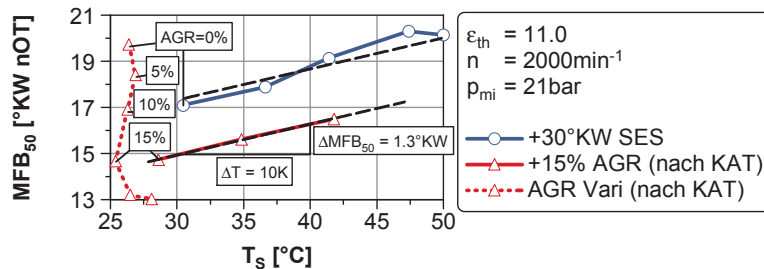


Abbildung 6.35: Einfluss der Ansauglufttemperatur auf die Verbrennungsschwerpunkt-lage bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$ mit und ohne Abgasrückführung

Dieser Zusammenhang kann sowohl mit als auch ohne externe Abgasrückführung nachvollzogen werden. Um den Schwerpunkt-vorteil von etwa 5 °KW mit 15 % Abgasrückführ-rate durch einen Anstieg der Saugrohrtemperatur auszugleichen, wäre eine Temperaturerhöhung von nahezu 40 K notwendig.

6.3.5 Vergleich von Abgasrückführung und spätem Einlassschließen

Verdichterleistung und Turbinendruckverhältnis

Im Folgenden werden die beiden vorgestellten klopfreduzierenden Maßnahmen gegeneinander verglichen.

Zunächst ergeben sich zwei Gemeinsamkeiten: Die Schwerpunktlage der Verbrennung kann nach früh verschoben werden wozu jedoch höhere Saugrohrdrücke notwendig sind. Im Fall des späten Einlassschließens ist der erhöhte Saugrohrdruck erforderlich, um den Füllungsverlust durch Zurückschieben von Zylinderladung in das Saugrohr auszugleichen. Für die externe gekühlte Abgasrückführung wird damit der verringerte Sauerstoffanteil in der Zylinderladung kompensiert. Neben dieser Gemeinsamkeit haben die beiden Varianten aber sehr unterschiedliche Auswirkungen auf den Hochdruckprozess im Verbrennungsmotor, die bei einem Vergleich ebenfalls Beachtung finden müssen. In Realität muss am Vollmotor das Aufladesystem den erhöhten Saugrohrdruck zur Verfügung stellen – inwieweit dieses dazu in der Lage ist, hängt nicht nur vom Druck ab, sondern auch von den zu verdichtenden Massenströmen und Temperaturen. Da die Abgasrückführung am Einzylinder im vorangegangenen Abschnitt als Niederdruck-AGR untersucht wurde, müsste am Vollmotor der zusätzliche AGR-Massenstrom ebenfalls von dem Verdichter des Abgasturboladers verdichtet werden. Dies führt zu einem Anstieg der Verdichterleistung über das Maß der reinen Druckerhöhung hinaus. Ein Vergleich der Maßnahmen über der notwendigen Verdichterleistung scheint somit zunächst sinnvoller als ein Vergleich über dem Saugrohrdruck und erfolgt daher anhand folgender Berechnung der Verdichterleistung – aus den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen – von [Zovak, 2012] .

$$P_V = \dot{m}_V \cdot w_{sV} \cdot \frac{1}{\eta_{siV}} \quad (6.6)$$

Die Verdichterleistung ergibt sich hierin als Produkt aus Verdichtermassenstrom \dot{m}_V und spezifischer isentroper Verdichterarbeit w_{sV} geteilt durch den inneren, isentropen Verdichtereffizienzgrad η_{siV} . Die spezifische, isentrope Verdichterarbeit berechnet sich hierin wie folgt:

$$w_{sV} = c_{pV} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right] \quad (6.7)$$

Die Indizes 1 und 2 stehen dabei für den Verdichterein- bzw. -austritt. Die Stoffdaten der Masse durch den Verdichter wie die spezifische Wärmekapazität c_{pV} und der Isentropenexponent κ_V sind abhängig von der Zusammensetzung der Ladung und somit von der AGR-Rate und werden anhand der Daten in [Pischinger u. a., 2009] berechnet. Der innere, isentrope Verdichtereffizienzgrad kann mithilfe von Messdaten des Vollmotors mit Abgasturbolader wie folgt abgeschätzt werden:

$$\eta_{siV} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{mit} \quad T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} \quad (6.8)$$

Die Verdichtungsendtemperatur bei isentroper Verdichtung T_{2s} kann aus den Messdaten berechnet werden und hängt wiederum von den Stoffdaten und damit von der AGR-Rate ab.

Der Vergleich über der Verdichterleistung lässt allerdings den Einfluss der verschiedenen Maßnahmen auf die Turbinenseite des Abgasturboladers außer Acht. Dieser ist jedoch nicht in jedem Fall zu vernachlässigen, da die gekühlte Abgasrückführung zum Einen bei Niederdruck-Rückführung den Massenstrom über der Turbine erhöht und zum Anderen gleichzeitig die Abgastemperatur deutlich senkt. Die Absenkung unterscheidet die AGR vom späten Einlassschließen und wird, wie in [Zovak, 2012] erläutert, über das theoretische Turbinendruckverhältnis in die Betrachtungen einbezogen. Das Turbinendruckverhältnis Π_T entspricht dem Druckverhältnis, welches unter Beachtung der Freilaufbedingung aus [Pischinger, 2000] notwendig ist, um die oben beschriebene Verdichterleistung zur Verfügung zu stellen.

$$\Pi_T = \frac{p_5}{p_6} = \left(1 - \frac{T_1}{T_5} \cdot \frac{1}{\eta_{siV} \cdot \eta_{siT} \cdot \eta_m} \cdot \frac{c_{pV}}{c_{pA}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right] \right)^{\frac{-\kappa_A}{\kappa_A - 1}} \quad (6.9)$$

Hierbei beschreibt der Index 5 den Turbinenein- und der Index 6 den Turbinenaustritt. Zusätzlich zu den bereits geschilderten Stoffdaten kommen nun die spezifische Wärmekapazität c_{pA} sowie der Isentropenexponent κ_A des Abgases hinzu, welche wiederum nach [Pischinger u. a., 2009] bestimmt werden. Der mechanische Wirkungsgrad η_m des Turboladers und der innere, isentrope Wirkungsgrad der Turbine η_{siT} werden erneut aus den Vollmotormessungen abgeleitet. Das Turbinendruckverhältnis ist unter der Annahme eines konstanten Massenstroms über Verdichter und Turbine⁴³ von diesem unabhängig. Dies erlaubt den Vergleich von verschiedenen Betriebspunkten und der unterschiedlichen Maßnahmen. Sowohl den geänderten Stoffdaten als auch den unterschiedlichen Einflüssen auf die Abgastemperatur wird im Turbinendruckverhältnis Rechnung getragen. Daher eignet es sich besonderes für einen objektiven Vergleich. Im Folgenden werden sowohl die Verdichterleistung als auch das Turbinendruckverhältnis auf den jeweiligen Ausgangswert ohne Abgasrückführung oder ohne spätes Einlassschließen bezogen, um eine ähnliche Größenordnung der beiden Vergleichswerte zu garantieren.

Korrektur aufgrund des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses

Wie bereits in den vorangegangenen Abschnitten erläutert, ist es notwendig, die Untersuchungen mit externer Abgasrückführung und einer Entnahme nach Katalysator bei global leicht fetteren Luft-Kraftstoff-Verhältnissen durchzuführen. Um einen Vergleich zu den Wirkungsgraden bei Einsatz von spätem Einlassschließen anstellen zu können, ist eine Korrektur der gemessenen Werte um das veränderte Luftverhältnis unerlässlich. Zu diesem Zweck wird zunächst die Variation des globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses bei hoher Last für zwei verschiedene Motorkonfigurationen in [Abb. 6.36](#) betrachtet. Der Verlauf des indizierten Wirkungsgrades zeigt für beide Varianten ein sehr ähnliches Verhalten. Der Wirkungsgrad für den Betrieb mit SES ist etwas niedriger als jener ohne. Bei fetten Luft-Kraftstoff-Verhältnissen zwischen 0,9 und 1,0 lässt sich der Wirkungsgrad in beiden Fällen sehr gut mit einem linearen Verlauf mit konstanter Steigung annähern. Diese Approximation erlaubt es, den Wirkungsgrad in diesem Bereich um Unterschiede im Luftverhältnis zu korrigieren.

⁴³entspricht einem vollständig geschlossenen Wastegate unter Vernachlässigung des eingespritzten Kraftstoffes

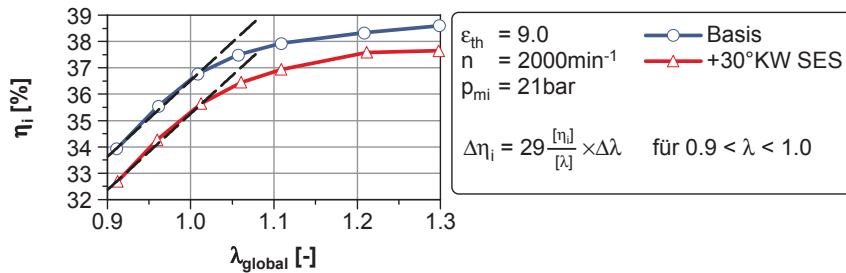


Abbildung 6.36: Einfluss des globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf den Wirkungsgrad bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und 21 bar

Die oben beschriebene Korrektur wird nun auf die Variationen der Abgasrückführrate angewendet. Dafür sind in Abb. 6.37 die Variationen der Abgasrückführrate für zwei verschiedene globale Luft-Kraftstoff-Verhältnisse bei zwei Lasten dargestellt. Das fettere von beiden entspricht dem bei einer Entnahme nach Katalysator für eine vollständige Stickoxid-Reduzierung notwendigen Luftverhältnis, während das magerere jenem der übrigen Messungen dieser Arbeit entspricht. Werden die Wirkungsgrade mit der angesprochenen Approximation korrigiert, ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Wirkungsgraden bei mageren Bedingungen. Die etwa 7 % fetteren Bedingungen, die für den Betrieb mit Katalysator notwendig sind, führen zu einer Reduktion des Wirkungsgrades um ca. 2 Prozentpunkte.

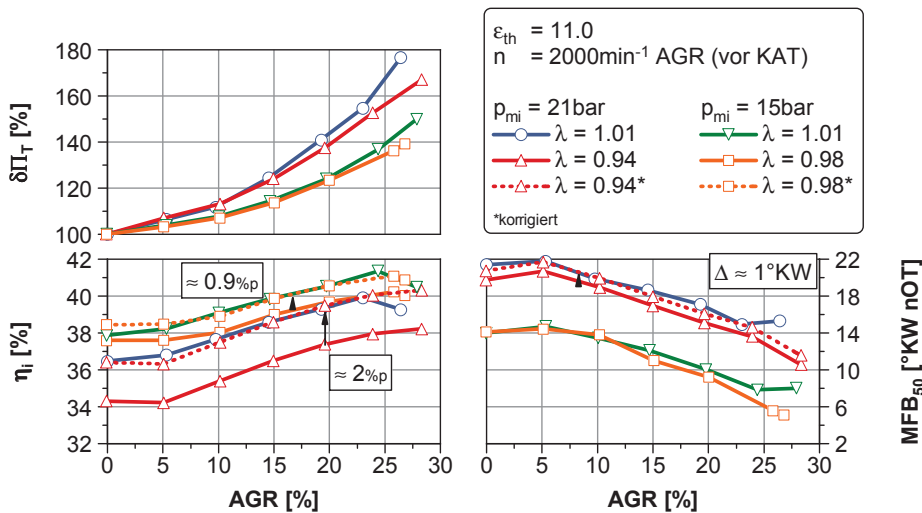


Abbildung 6.37: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses bei externer AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und relatives Turbinendruckverhältnis bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor Katalysator

Die gute Übereinstimmung von Approximation und Messung erlaubt es, in den weiteren Darstellungen den korrigierten Wirkungsgrad mit den Messungen mit SES zu vergleichen. Wird der Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf den Schwerpunkt betrachtet, zeigen sich nur geringe Unterschiede. Die Abweichung von ca. 3 % bei 15 bar hat kaum Einfluss auf die Schwerpunktlage, lediglich bei 21 bar ermöglichen die fetteren Bedingungen eine um etwa 1 °KW frühere Schwerpunktlage. Auch diese Korrektur wird berücksichtigt. Der Einfluss auf den Saugrohrdruck und somit auf das relative Turbinendruckverhältnis ist aufgrund der Einbeziehung der ebenfalls höheren Gegendrücke minimal. Nur bei der höchsten AGR-Rate bei 21 bar resultieren signifikante Abweichungen, die auf den großen Unterschied in der Verbrennungsschwerpunktlage zurückzuführen sind. Daher wird auf eine Korrektur der relativen Turbinendruckverhältnisse verzichtet.

Vergleich von Schwerpunktlage und Wirkungsgrad

Werden die erreichbaren Schwerpunktlagen an der Klopfgrenze wie in [Abb. 6.38](#) über dem relativen Turbinendruckverhältnis und der relativen Verdichterleistung betrachtet, ergeben sich sehr ähnliche Verläufe. Der Vergleich des späten Einlassschließens mit der gekühlten externen Abgasrückführung mit einer Entnahme vor Katalysator liefert bei gleicher erreichbarer Schwerpunktlage geringere Anforderungen an das Aufladesystem und somit leichte Vorteile für das SES. Die Entnahme von Abgas nach Katalysator hingegen vermag den Schwerpunkt stärker zu verbessern und ist dem SES hinsichtlich der Anforderungen an das Aufladesystem überlegen. Durch den Vergleich über dem Turbinendruckverhältnis nähern sich die beiden Varianten mit SES einander an. Ein Vergleich mit Abgasrückführung führt zu den selben Ergebnissen wie ein Vergleich über der Verdichterleistung. Der Verbrauchsnachteil des späten Einlassschließens lässt sich in erster Linie auf das Durchspülen von unverbranntem Kraftstoff zurückführen – inwieweit dies durch eine Doppeleinspritzung neutralisiert werden kann, wird an späterer Stelle am Vollmotor betrachtet.

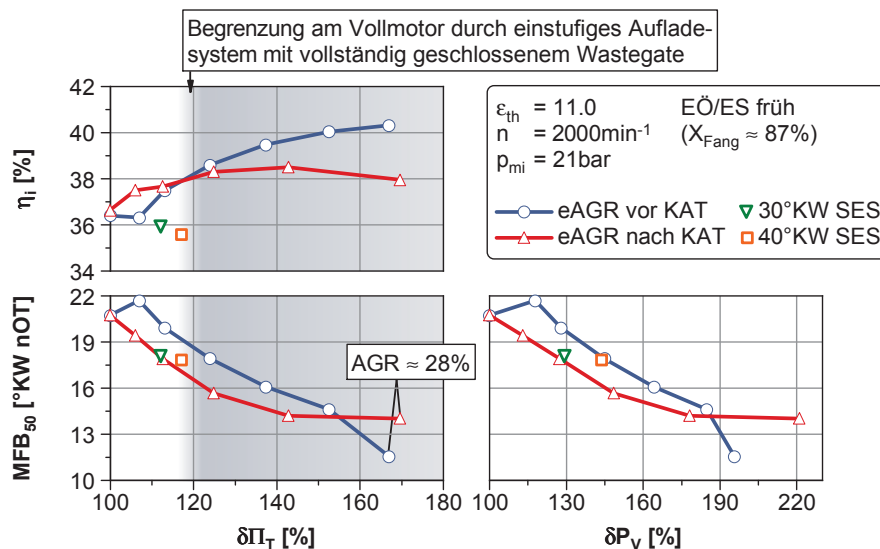


Abbildung 6.38: Vergleich des Einflusses von externer Abgasrückführung und spätem Einlassschließen auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad über dem relativen notwendigen Turbinendruckverhältnis bzw. der relativen notwendigen Verdichterleistung mit Spülung

Der selbe Betriebspunkt mit später Lage der Einlassnockenwelle und somit ohne Spülung (siehe auch [Abb. D13](#) im Anhang auf Seite 178) zeigt ein ähnliches Verhalten. Die Vorteile im Schwerpunkt für die Verdünnung mit Abgas nehmen bei gleichem Turbinendruckverhältnis gegenüber dem SES zu, da der Einfluss einer Verlängerung der Ventilöffnungsdauer auf den Saugrohrdruck bei später Phasenlage überproportional steigt. Der Wirkungsgrad mit AGR erhöht sich trotz Entnahme nach Katalysator stetig, was auf die HC- und CO-Emissionen zurückzuführen ist, die aufgrund des Fehlens von Spülluft geringer sind. Der Wirkungsgradnachteil des SES fällt ebenfalls infolge des Fehlens von gespültem Kraftstoff kleiner aus.

Die Ergebnisse der vorangegangenen Untersuchungen werden in [Abb. 6.39](#) denen aus [Schmuck-Soldan u. a., 2012] gegenüber gestellt. Weil der Vergleich nur über der Verdichterleistung erfolgen kann, ist die Beachtung der unterschiedlichen Betriebspunkte aufgrund der Abhängigkeit vom

Massenstrom notwendig. Als Referenz wird nur die AGR mit einer Entnahme nach Katalysator dargestellt, weil diese deutliche Vorteile in der Schwerpunktlage gegenüber der Entnahme vor Katalysator aufweist. Der in dieser Arbeit betrachtete Betriebspunkt liegt bei sichtbar höherer Drehzahl und Last. Ein Vergleich ist dennoch sinnvoll, denn erst hohe Lasten erfordern für den hier verwendeten Extrem-Downsizing-Versuchsträger eine zu [Schmuck-Soldan u. a., 2012] vergleichbare Spätverstellung der Verbrennungsschwerpunktlage. Der generelle Einfluss von AGR und SES kann auch in Kombination mit hohen Spülraten sowie Downsizing-Graden bestätigt werden. Der Vorteil der AGR erscheint jedoch weniger deutlich. Insbesondere die Tatsache, dass das 40°KW späte Einlassschließen nur geringe Vorteile in der Schwerpunktlage gegenüber der 30°KW Variante nach sich zieht, führt zu einem flacheren Gradienten über der Verdichterleistung.

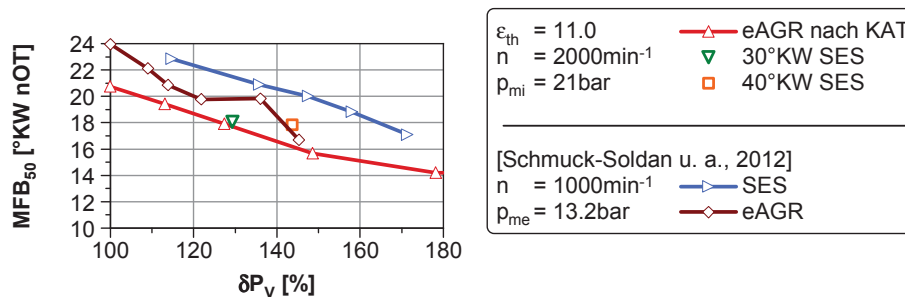


Abbildung 6.39: Vergleich des Einflusses von externer Abgasrückführung und spätem Einlassschließen auf die Schwerpunktlage über der relativen notwendigen Verdichterleistung im Vergleich zu [Schmuck-Soldan u. a., 2012]

Die Niederdruck-AGR kann dank der Untersuchungen in dieser Arbeit als vielversprechende Alternative zum späten Einlassschließen zur Optimierung der Schwerpunktlage und des Verbrauchs bestätigt werden. Es ergeben sich allerdings kaum Potenziale, die verbesserten Schwerpunktlagen darüber hinaus in eine höhere Stabilität der Verbrennung zu überführen. Des Weiteren resultieren aus dem Einsatz von AGR besondere Herausforderungen aufgrund von anfallendem Kondensat. Eine effiziente Kühlung des Abgases ist aber nicht nur aus Sicht der Klopfreduktion notwendig, sondern muss auch zur Begrenzung der maximalen Verdichteraustrittstemperatur erfolgen [Poteau u. a., 2007]. Die zusätzliche Kühlleistung ist bei der Auslegung des Motorkühlkreislaufes in Betracht zu ziehen. Schwierig ist auch die Regelung der AGR, insbesondere die Sicherstellung der notwendigen AGR-Raten bei instationärem Motorbetrieb. Wird die AGR eingesetzt, um die Vorteile in der Schwerpunktlage durch eine Verdichtungsanhebung für weitere Verbrauchseinsparungen auszunutzen, ist eine Abschaltung im transienten Betrieb, wie z. B. in [Mahr u. a., 2012] beschrieben, nicht zulässig. Um das volle Potenzial zur Klopfreduktion bei einer Entnahme des Abgases nach Katalysator nutzen zu können, sind Stickoxid-Durchbrüche des Abgasnachbehandlungssystems bei hoher Last unbedingt zu vermeiden, wodurch zusätzlich die Anforderungen an die Gemischkontrolle des Verbrennungsmotors steigen. Diese Unsicherheiten und der deutlich höhere technische Aufwand bei der Umsetzung sind Gründe dafür, dass im Folgenden lediglich das SES in Kombination mit einer Verdichtungsanhebung am Vollmotor betrachtet wird.

6.4 Homogener Magerbetrieb bei hoher Last

6.4.1 Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad

Ähnlich wie eine Verdünnung mit Abgas führt auch eine Verdünnung mit Luft zu einer Absenkung der Prozesstemperaturen. Anhand der nachstehenden Untersuchungen wird geklärt, ob der Magerbetrieb ebenfalls eine Alternative zu spätem Einlassschließen oder Abgasrückführung darstellt. Bei der Interpretation der Ergebnisse muss die Tatsache des erhöhten Aufwandes zur Abgasnachbehandlung bei der Abkehr von global stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen Beachtung finden.

Das Spülgefälle zwischen Ein- und Auslasstrakt wird konstant gehalten, sodass der Fanggrad bei der Variation des globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses in Abb. 6.40 auf ca. 1,5 % genau eingehalten werden kann. Das Verhalten ist für beide Verdichtungsverhältnisse auch in Kombination mit spätem Einlassschließen gleich. Der Saugrohrdruck steigt mit Erhöhung des globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses kontinuierlich. Der Wirkungsgrad nimmt bis zur Annäherung an die Laufgrenze infolge des geringeren Verlustes durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung sowie der verbesserten Stoffdaten stetig zu. Der Ladungswechselverlust wird durch das unveränderte Spülgefälle nicht beeinflusst.

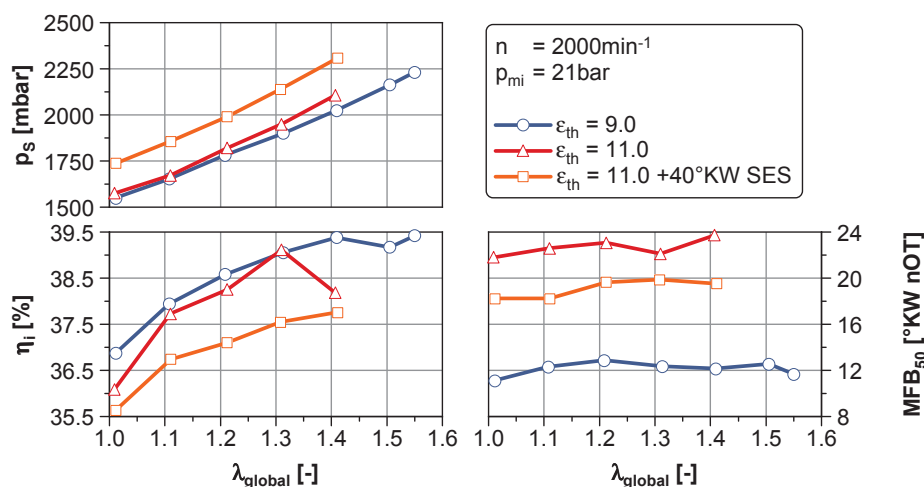


Abbildung 6.40: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf indizierten Wirkungsgrad, Schwerpunkt und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$

Die Schwerpunktlage der Verbrennung kann in keinem Fall hin zu früheren Werten verstellt werden. Die Klärung dieses Sachverhaltes erfolgt an späterer Stelle anhand der Darstellung der Klopfindizes der Einzelzyklen.

6.4.2 Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung

Sowohl der Zündverzug als auch die Brenndauer und relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes steigen erwartungsgemäß bei erhöhter Verdünnung mit Luft (Abb. 6.41). Das späte Einlassschließen führt trotz früherer Schwerpunktlagen zu einem stärkeren Ansteigen des

Zündverzugs als ohne SES. Brenndauer und Stabilität dagegen sind vergleichbar. Die Brenndauer ist infolge der früheren Schwerpunktlagen für die niedrige Verdichtung stets unterhalb der übrigen Werte, sodass auch die Stabilität der Verbrennung höher ist. Die Laufgrenze wird bei ähnlichen Brenndauern, aber erst etwa 0,15 Einheiten später erreicht.

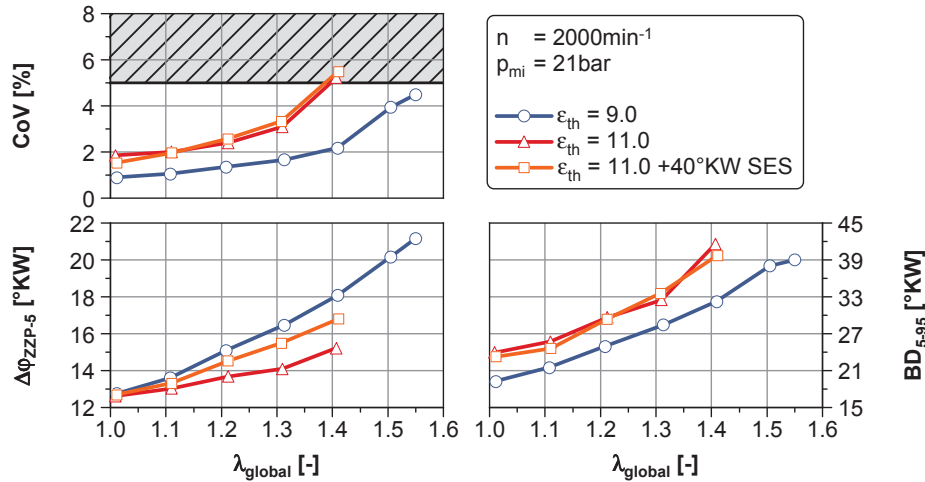


Abbildung 6.41: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Zündverzugs, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$

Der Zündverzug nimmt bei der niedrigeren Verdichtung aufgrund der geringeren Temperaturen zum Zündzeitpunkt stärker zu. Die geringeren Temperaturen haben zwei Ursachen: Zum Einen ist die Kompressionsendtemperatur niedriger und zum Anderen erlaubt die geringere Klopfanfälligkeit frühere Schwerpunktlagen und damit Zündwinkel.

6.4.3 Einfluss auf das Klopfverhalten

Das Klopfverhalten wird bei einer Verdünnung mit Luft in ähnlicher Weise beeinflusst, wie es in Abschnitt 6.3 für die Verdünnung mit Abgas festgestellt werden konnte. Die verstärkten Streuungen in Zündverzugs und Brenndauer und damit in der Schwerpunktlage der Einzelzyklen führen zu einer höheren Streuung der Klopfindizes (siehe Abb. 6.42).

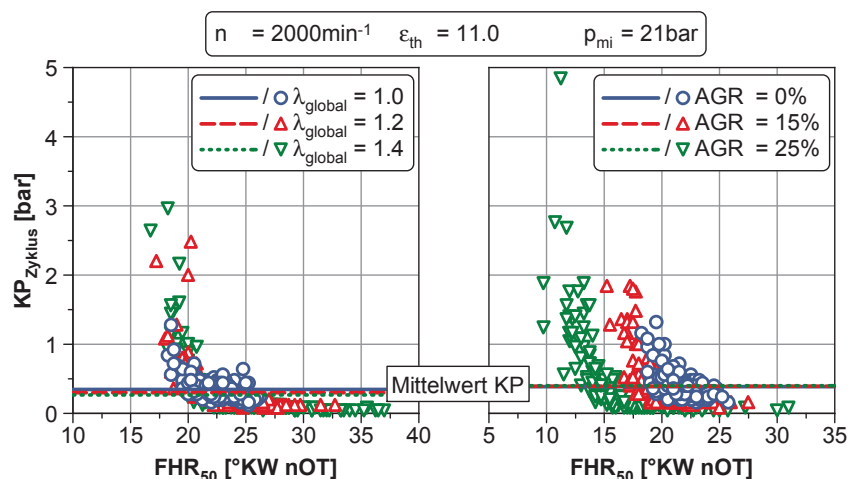


Abbildung 6.42: Zyklusindividueller Klopfindex über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs für eine homogene Verdünnung mit Luft bzw. Abgas bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$

Im Gegensatz zu der Verdünnung mit Abgas ist dieser Effekt allerdings derart ausgeprägt, dass sich bei vergleichbarem mittleren Klopindex kein Vorteil in der Schwerpunktlage erzielen lässt. Als Ursache für die Schwankungen in der Verbrennung wird in [Fricke, 2007] ein im Vergleich zum globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis stochastisch fettes Gemisch in Zündkerzennähe beschrieben, welches einen verkürzten Zündverzug und eine schnellere Flammenausbreitung mit sich bringt. Die Senkung der Prozesstemperaturen durch die Verdünnung mit Luft kann also aufgrund der intensivierten zyklischen Schwankungen nicht für eine Verschiebung der Schwerpunktlage hin zu früheren Werten genutzt werden.

6.4.4 Vergleich von Abmagerung und Abgasrückführung bei hoher Last

Der durch Verdünnung erreichbare Wirkungsgradvorteil bei hoher Last im Spülbetrieb wird anhand der Verdünnungsrate bzw. dem Turbinendruckverhältnis in Abb. 6.43 für Luft und Abgas verglichen. Für die Variation des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses ist zunächst ein Anstieg des Wirkungsgrades bei leicht fallender Verdünnungsrate durch das Verlassen der fetten Bedingungen im Brennraum zu erkennen.

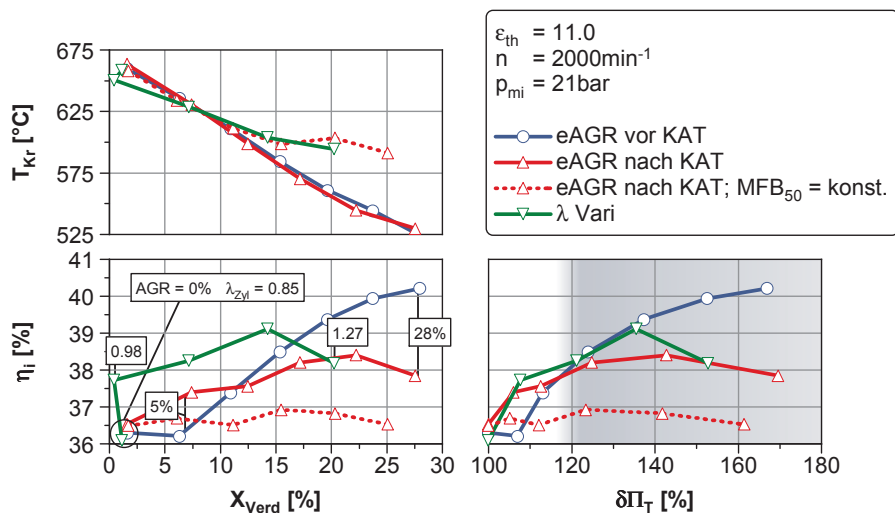


Abbildung 6.43: Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer AGR auf Schwerpunktlage, Wirkungsgrad und Turbinendruckverhältnis über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

In erster Linie steigt der Wirkungsgrad, weil die Verluste durch unvollständige Verbrennung fallen. Bis zur Annäherung an die Laufgrenze hat die Abmagerung bei gleicher Verdünnungsrate zunächst Vorteile im Wirkungsgrad. Durch die Frühverstellung der Schwerpunktlage steigt der Wirkungsgrad bei einer Verdünnung mit Abgas. Wird der Schwerpunkt konstant gehalten⁴⁴, ergeben sich keine Vorteile. Der höchste Wirkungsgrad lässt sich durch eine Verdünnung mit Abgas und einer Entnahme vor 3-Wege-Katalysator infolge der Rückführung der HC- und CO-Emissionen und der verbesserten Schwerpunktlage erreichen. Wird die Abgastemperatur betrachtet, sinkt diese bei Verdünnung mit Abgas stärker, da zusätzlich zum verdünnenden Effekt die früheren Schwerpunktlagen ausgenutzt werden. Bei gleichbleibender Schwerpunktlage verhält

⁴⁴hier: kein Betrieb an der Klopfgrenze

sich die Abgastemperatur mit AGR ähnlich wie bei Verdünnung mit Luft⁴⁵. Die Absenkung der Abgastemperatur ist also weniger auf die geänderten Stoffwerte des Arbeitsgases als vielmehr auf die erhöhte Zylindermasse zurückzuführen.

Wird der Wirkungsgrad über dem theoretisch notwendigen Turbinendruckverhältnis analysiert, bewirken die höheren notwendigen Saugrohrdrücke zur Erreichung derselben Verdünnungsrate wie mit AGR eine Annäherung der Wirkungsgrade im unteren Bereich. Die höheren Abgastemperaturen bei der Verdünnung mit Luft beeinflussen das notwendige Turbinendruckverhältnis positiv. Sie fallen bei der Verdünnung mit Abgas wegen der Frühverstellung der Schwerpunktlagen erheblich steiler. Zur Erreichung vergleichbarer Wirkungsgrade mit Abgasrückführung und Abmagerung werden ähnliche Anforderungen an das Aufladesystem des Verbrennungsmotors gestellt.

Im Gegensatz zu den niedrigen Lasten lassen sich bei hohen Mitteldrücken mit Abgas sogar höhere Verdünnungsraten darstellen als mit Luft. Dies ist auf den positiven Effekt der AGR auf den Schwerpunkt zu erklären. Die Brenndauer in Abb. 6.44 entfernt sich bei der Verdünnung mit Luft durch das Verlassen des fetten Bereichs zunächst von dem Ausgangswert ohne Abmagerung und AGR. Danach steigt sie über der Verdünnungsrate für alle drei Messungen mit vergleichbarem Verlauf an. Die Stabilitätsgrenze wird hier minimal unterhalb des Wertes von 45 °KW erreicht, welcher bei niedriger Last als kritisch identifiziert werden konnte.

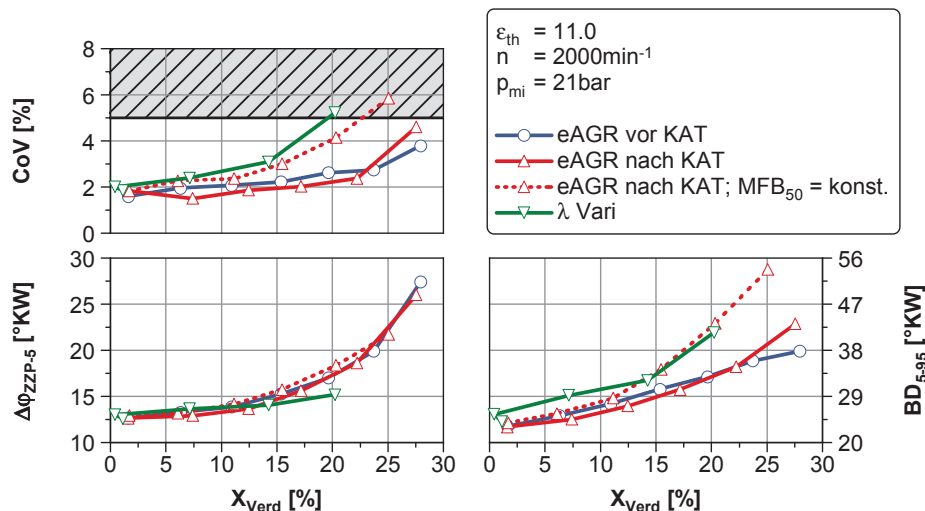


Abbildung 6.44: Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der massebezogenen Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

Trotz der niedrigeren Zündverzüge bei hohen Verdünnungsraten wird die kritische relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes bei Abmagerung bereits früher erreicht. Der Zündverzug bleibt bei einer Verdünnung mit Luft sogar fast konstant. Die erhöhten zyklischen Schwankungen im Vergleich zur Abgasrückführung können demnach hauptsächlich über die Verschlechterung der Brenngeschwindigkeit und nicht über die erschwerte Entflammungsphase erklärt werden. Wird die verringerte Klopfneigung durch Abgas-Verdünnung nicht für eine Verbesserung des Schwerpunktes genutzt, nimmt die Brenndauer deutlich steiler und in vergleichbarem Maße wie bei Abmagerung zu. Der kritische Wert der Laufunruhe wird in diesem Fall früher erreicht.

⁴⁵Vgl. Verhalten bei niedriger Last in Abschnitt 5.3

6.5 Umsetzung am Vollmotor

6.5.1 Auslegung des Brennverfahrens in Kombination mit minimaler Hybridisierung

Zur Erschließung weiterer Verbrauchspotenziale sowohl auf Seiten des Gesamtsystems als auch auf Seiten des Verbrennungsmotors wird der konventionelle Antriebsstrang des Demonstratorfahrzeugs um eine minimale Hybridisierung mittels Riemen-Starter-Generator (BRS) erweitert. Dieser erlaubt zum Einen das direkte Einsparen von Kraftstoff durch Rekuperation von Bremsenergie und somit z. B. eine Deckung der Bordnetzlast und schafft zum Anderen durch die Drehmomentunterstützung neue Freiheitsgrade im Brennverfahren des Extrem-Downsizing-Motors. Wie in [Brandt u. a., 2010] beschrieben, stellt unter diesen Umständen eine weitere Hubraumreduktion eine Möglichkeit dar, den Verbrauch zusätzlich zu reduzieren. Jene ist aufgrund des massiven Eingriffs in die Motormechanik im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht realisierbar. Daher werden die Freiheitsgrade im Folgenden genutzt, um die Verdichtungsanhebung in Kombination mit spätem Einlassschließen am Vollmotor (geometrische Basisverdichtung 9,25) umzusetzen. Gleichzeitig werden die am Einzylinder gewonnenen Erkenntnisse am Vollmotor überprüft und das Einsparpotenzial an ihm quantifiziert und näher untersucht.

Zu diesem Zweck werden mithilfe verschiedener 1d-Strömungsmodelle auf Basis der am Einzylinder sowie am Vollmotor gewonnenen Daten das Verdichtungsverhältnis und die Einlassventilöffnungsdauer für den Vollmotor festgelegt. Die Auslegung erfolgt anhand der Erkenntnisse aus der im Rahmen dieser Untersuchungen entstandenen Abschlussarbeit von [Thole, 2011]. Die angestrebte Motorkonfiguration mit SES stellt zur Erreichung der gleichen Mitteldrücke höhere Anforderungen an das Aufladesystem des Motors. Alternativ zu einer Anpassung des Aufladesystems, z. B. durch den Einsatz eines elektrischen Zusatzverdichters (EZV) oder einer zweistufigen Aufladung, kann der BRS dazu genutzt werden, bei niedriger Drehzahl den durch SES entstandenen Drehmomentverlust auszugleichen. Somit geht das Drehmoment, welches vom BRS zur Verfügung gestellt werden kann, direkt in die Auslegung von Verdichtung und Einlassventilöffnungsdauer ein. Ziel ist es, mit der neuen Motorkonfiguration eine motorische Verbrauchersparnis fahrleistungsneutral umzusetzen.

Das Drehmoment im Bereich niedriger Drehzahlen wird zum Einen durch den höheren notwendigen Ladedruck durch spätes Einlassschließen und zum Anderen durch die maximal zulässige Schwerpunktlage begrenzt, welche für den späteren Vollmotor bei ca. 30°KW liegen soll. Abb. 6.45 zeigt die Vollastcharakteristik der finalen Auslegung von Verdichtung und Einlassventilöffnungsdauer im Vergleich zu der Basisauslegung. Sowohl die angestrebte Verdichtung als auch die Öffnungsdauer, die für den Vollmotor sinnvoll sind, liegen im Bereich der am Einzylinder vermessenen Werte. Da die 1d-Strömungsmodelle anhand dieser Daten abgeglichen sind, ist eine gute Vorhersagegenauigkeit der Simulation zu erwarten. Der starke Drehmomentverlust im Bereich niedrigster Drehzahlen kann durch den Einsatz des BRS im dynamischen Betrieb kompensiert werden. Eine weitere Unterstützung durch den BRS über das Nenndrehmoment hinaus sowie eine stationäre Unterstützung sind infolge der begrenzten Batteriekapazität nicht

vorgesehen. Lediglich im Bereich zwischen 1500 min^{-1} und 2000 min^{-1} ist laut Simulation ein Drehmomentverlust nicht zu vermeiden.

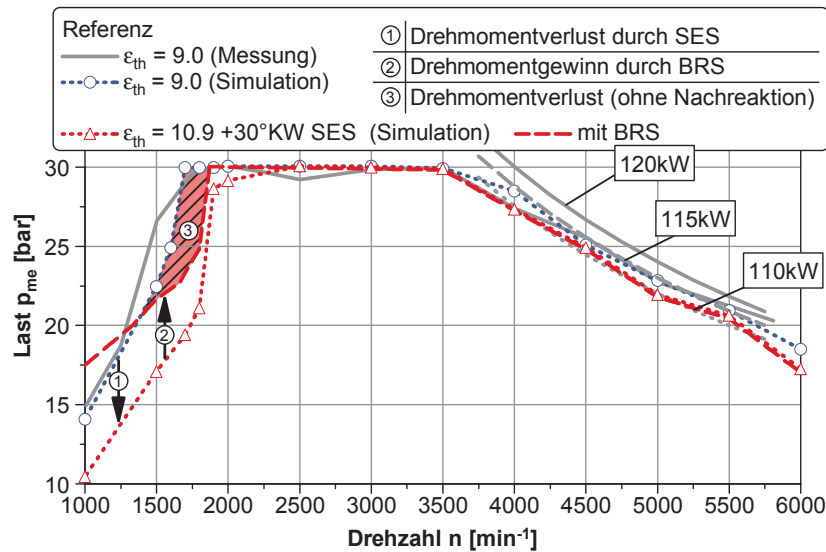


Abbildung 6.45: Simulation der Volllastcharakteristik des Versuchsträgers mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen in Kombination mit minimaler Hybridisierung

Ein Effekt, der in der Simulation nicht ohne weitere Annahmen abgebildet werden kann, ist die Auswirkung von Nachreaktionen im Spülbereich auf das Drehmoment. Das ist ein Grund, warum das Drehmoment in der Simulation bei niedrigsten Drehzahlen hinter dem der Messung zurück bleibt. Die Nachreaktionen werden in der Basisauslegung in erster Linie durch die begrenzte Vermischung von fettem Abgas und Spülluft vor der Turbine des Abgasturboladers und nicht durch die Temperaturen oder das Vorhandensein reaktiver Spezies begrenzt⁴⁶. Die in Abschnitt 6.2.2 auf Seite 97 beschriebene Durchspülung von Luft-Kraftstoff-Gemisch bei Kombination von SES und Spülung löst dieses Problem und lässt somit einen höheren Vorteil durch Nachreaktionen erwarten. Inwieweit die Nachreaktionen in der Lage sind, den Drehmomentverlust im Bereich zwischen 1500 min^{-1} und 2000 min^{-1} auszugleichen, kann nur die Vollmotormessung belastbar aufzeigen. Im Bereich der Nennleistung fällt das SES weniger ins Gewicht. Ausgehend von der Simulation fällt die erreichbare Leistung um maximal 5 kW.

6.5.2 Verhalten der motorischen Kenngrößen am Vollmotor

Im Folgenden werden die Messergebnisse des optimierten Brennverfahrens am Vollmotor näher betrachtet⁴⁷. Zunächst wird auf den effektiven Wirkungsgrad sowie die Schwerpunktlage in Abb. 6.46 eingegangen, in der zwei verschiedene Möglichkeiten der Applikation der neuen Motorkonfiguration gegenübergestellt sind. Wie in Abschnitt 6.2.4 auf Seite 105 beschrieben, lässt sich der Wirkungsgrad durch optimierte Einlassventilsteuerzeiten mit reduziertem Überschnitt deutlich verbessern. Hier ist nun die Ausgangslage mit vollem Ventilüberschnitt und eine wirkungsgradoptimierte Applikation mit weniger Überschnitt dargestellt. Die erste Variante ist auch

⁴⁶3d-CFD Simulationen aus interner Quelle [Betzler, 2010]

⁴⁷Herrn Jean-Philippe Bronner gilt an dieser Stelle besonderer Dank für die Durchführung der Messungen und die Grundapplikation für das optimierte Brennverfahren am Vollmotor.

als dynamikoptimierte Variante zu bezeichnen, weil sie durch maximale Spülraten und minimale notwendige Ladedrücke das beste Ansprechverhalten des Motors gewährleistet. In der Serienanwendung würde der Betrieb mit vollem Überschnitt lediglich für den instationären Fall genutzt und bei Erreichen des stationären Betriebspunktes auf einen wirkungsgradoptimalen Betrieb umgeschaltet werden.

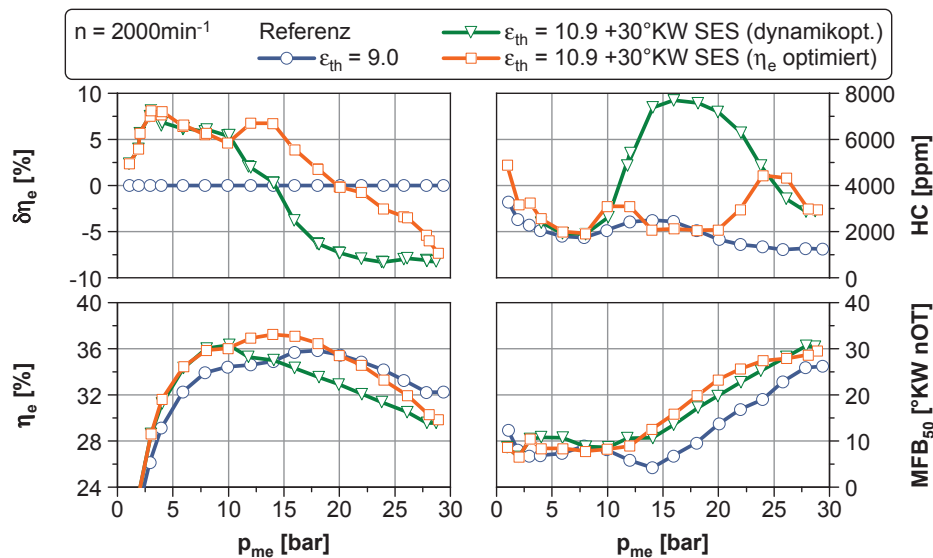


Abbildung 6.46: Schwerkpunktlage, HC-Emissionen und effektiver Wirkungsgrad mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Zunächst wird aber auf den dynamikoptimierten Betrieb eingegangen. Durch die Verdichtungsanhebung und eine optimierte Einlassventilsteuerzeit⁴⁸ mit höheren Restgasraten als in der Basisconfiguration kann der Wirkungsgrad bei niedrigen Lasten bis zu 10 bar effektivem Mitteldruck um etwa 5 bis 6 % erhöht werden. Ab 10 bar fällt der Vorteil, um ab ca. 15 bar aufgrund der späteren Schwerkpunktlagen und dem Durchspülen von Kraftstoff zu einem Wirkungsgradverlust zu werden. Die Durchspülung von Kraftstoff ist in den HC-Emissionen nachzuvollziehen, welche mit beginnendem Spülen stark steigen. Das erneute Fallen ab 20 bar effektivem Mitteldruck ist auf Nachreaktionen zurückzuführen. Die Entnahme des Abgases zur Messung der Emissionen erfolgt direkt nach der Turbine des Abgasturboladers, sodass insbesondere im Bereich der Zusammenführung der drei Kanäle des Auslasskrümmers intensive Nachreaktionen stattfinden können. Die Schwerkpunktlage muss im klopfbegrenzten Bereich um 5°KW nach spät verstellt werden und erreicht einen maximalen Wert von 30°KW . Damit ist eine ausgezeichnete Übereinstimmung mit den Messergebnissen vom Einzylindermotor sowie mit den Ergebnissen der vorangegangenen Auslegung mittels 1d-Strömungssimulation gegeben.

Die hohen HC-Emissionen im Übergangsbereich stellen ein Risiko für den sicheren Betrieb des Katalysators dar: Dieser kann infolge der lokal sehr hohen Temperaturen bei der Umsetzung der Emissionen beschädigt werden. Der Grenzwert für die zulässigen HC-Emissionen hängt stark von dem jeweilig verwendeten Abgasnachbehandlungssystem ab. Der Grenzwert für diesen Versuchsträger wird aus Erfahrungen mit der Applikation von Motoren mit Saugrohreinjection und hohen Spülraten auf 10000 ppm festgesetzt. Bei 2000 min^{-1} wird dieser Grenzwert zwar nicht überschritten, bei kleineren Drehzahlen jedoch – insbesondere bei 1250 min^{-1} und Vollast, wenn

⁴⁸Vgl. Abb. 6.47

die Abgastemperatur nicht ausreicht, um die Nachreaktionen in Gang zu setzen – werden maximale Werte von ca. 11000 ppm erreicht. Dieser Konflikt bleibt zunächst bestehen, denn durch eine verbrauchsoptimale Applikation mit weniger Ventilüberschnitt lässt er sich nicht auflösen. (Zwar können die HC-Emissionen im Übergangsbereich drastisch reduziert werden, bei Volllast muss dagegen der maximale Überschnitt eingestellt werden.) Auf die Möglichkeit, die HC-Emissionen mittels angepasster Einspritzstrategie zu reduzieren, wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen.

Der Wirkungsgradnachteil der Motorkonfiguration mit SES und erhöhter Verdichtung lässt sich durch die angepassten Ventilsteuerzeiten erheblich reduzieren. Zwar ergeben sich durch die geringeren Spülraten und somit höheren Restgasraten 2°KW spätere Verbrennungsschwerpunktlagen an der Klopfgrenze, jedoch kann dieser Effekt durch die geringeren Verluste durch HC und CO überkompensiert werden. Erst ab 15 bar effektivem Mitteldruck nimmt der Wirkungsgradvorteil gegenüber der Basiskonfiguration ab und der Wirkungsgrad fällt ab 20 bar darunter. Damit wird nahezu dasselbe Verhalten erreicht wie in Abb. 6.2 auf Seite 86 für die reine Verdichtungsanhebung. An der Volllast wiederum nähern sich beide Varianten der Applikation für die neue Motorkonfiguration an, da hier maximale Überschnitte zur Erreichung der Last notwendig sind. Die Optimierung des Wirkungsgrades durch die Einlassventilsteuerzeit wäre auch bei der Ausgangskonfiguration mit niedriger Verdichtung möglich und sinnvoll, allerdings ist der zu erwartende Vorteil, wie in Abschnitt 6.2.4 auf Seite 105 beschrieben, deutlich geringer.

Abb. 6.47 veranschaulicht, welche Auswirkungen die wirkungsgradoptimierte Applikation auf die Lastregelung des Versuchsträgers hat. Zunächst wird deutlich, dass durch das SES bei gleicher Last mehr Saugrohrdruck zur Verfügung gestellt werden muss.

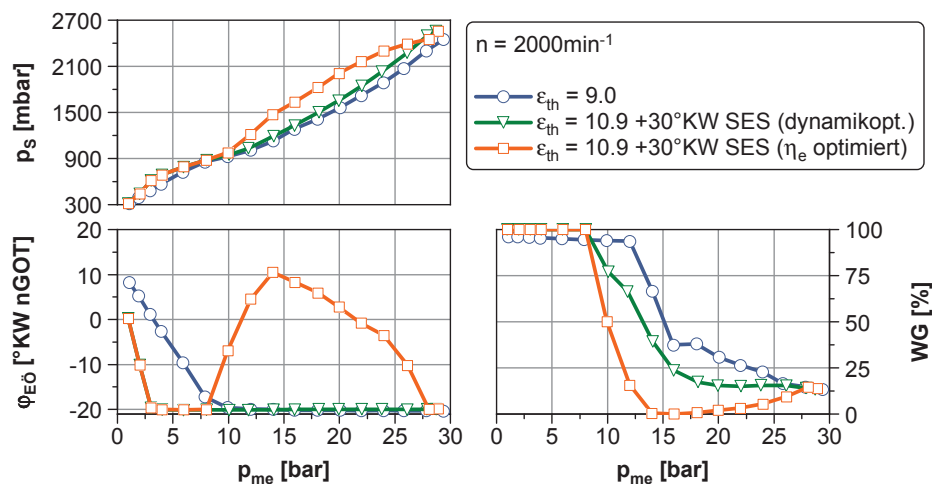


Abbildung 6.47: Saugrohrdruck, Einlassöffnen und Wastegate-Stellung mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Daher muss das Wastegate des Abgasturboladers weiter geschlossen werden – für die wirkungsgradoptimierte Variante so weit, dass es schon ab 13 bar effektivem Mitteldruck vollständig geschlossen ist. Die Lastregelung erfolgt unter diesen Umständen ausschließlich über die Position der Einlassnockenwelle. Durch eine Spätverstellung dieser wird die gefangene Luftmasse reduziert und somit trotz höherer Saugrohrdrücke die gewünschte Last erreicht. Ab 15 bar Mitteldruck wird der Einlass nach früh verstellt, damit bei der Volllast der volle Ventilüberschnitt gewährleistet ist. Um ein Pumpen des Verdichters zu vermeiden, wird das Wastegate schon vor Erreichen der

Vollast leicht geöffnet und die Einlasssteuerzeit dementsprechend verstellt.

Ebenfalls deutlich wird die Erhöhung des Ventilüberschnitts bei niedrigsten Lasten zur Wirkungsgradverbesserung nach Abschnitt 5.1.1 auf Seite 56 durch Entdrosselung mit internem Restgas.

6.5.3 Reduzierung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe durch Doppeleinspritzung

Sowohl bei dynamik- als auch bei wirkungsgradoptimierter Applikation der Einlassventilsteuerzeit sind die HC-Emissionen in einigen Kennfeldbereichen aufgrund der Kombination von SES und Spülung sowie nicht ausreichender Nachreaktion vor Katalysator zu hoch. Demzufolge soll im Weiteren eine Reduktion der HC-Emissionen durch eine Doppeleinspritzung erreicht werden. In Abb. 6.48 ist beispielhaft eine Variation der Einspritzlage der zweiten Einspritzung bei gleichzeitigem Konstanthalten der ersten Einspritzlage dargestellt. Die Aufteilung der Einspritzmasse auf die beiden Einspritzungen geschieht im Folgenden jeweils zur Hälfte. Durch die spätere Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum soll das Maß des ins Saugrohr zurückgespülten und somit des durchgespülten Kraftstoffes verringert werden. Zu diesem Zweck ist es nicht zwingend notwendig, die Einspritzmasse nach Einlassschluss abzusetzen, da die zurückgespülte Kraftstoffmasse ebenso maßgeblich von der lokalen Kraftstoffverteilung im Brennraum vor Einlassschluss abhängt. Durch die Einbringung von Kraftstoff nach Einlassschluss wird die Differenz zwischen globalem und Zylinder-Luft-Kraftstoff-Verhältnis größer und die Bedingungen im Brennraum werden fetter.

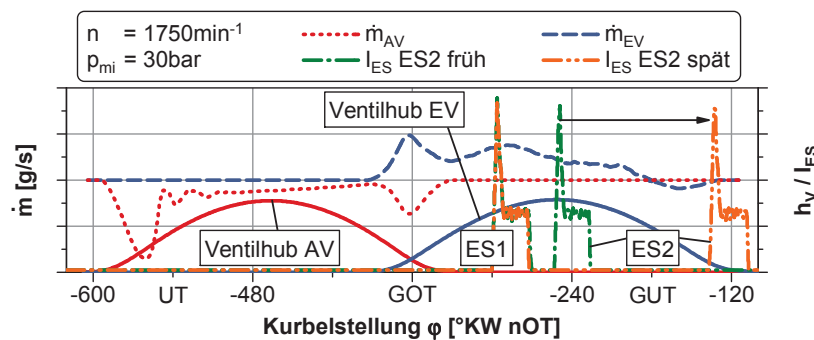


Abbildung 6.48: Prinzipieller Ablauf der Einspritzstrategie mit Doppeleinspritzung zur HC-Reduktion im Spülbetrieb

An dieser Stelle werden verschiedene Einspritzstrategien bei 2000 min^{-1} und 16 bar effektivem Mitteldruck betrachtet, da dieser Punkt in Abb. 6.46 die höchsten Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen aufweist. In Abb. 6.49 ist zu erkennen, dass bereits eine Spätverstellung des Spritzbeginns bei der Einfacheinspritzung in der Lage ist, die HC-Emissionen drastisch zu reduzieren. Das Niveau wird bis zu einem Spritzbeginn von etwa 210°KWvOT halbiert und bleibt darauf beinahe konstant. Die CO-Emissionen steigen allerdings aufgrund der geringeren Zeit zur Homogenisierung sowie der fetteren Brennraumbedingungen weiter an und auch die Rußemissionen steigen ab ca. 150°KWvOT sehr stark. Für die beiden Strategien mit Doppeleinspritzung ist jeweils die Position der Einspritzung mit konstanter Lage als Rechteck zwischen den Diagrammen dargestellt.

Die niedrigsten HC-Emissionen lassen sich durch eine Aufteilung mit Lage der zweiten Einspritzung nach Einlassschließen erreichen. Die CO-Emissionen steigen in diesem Fall auf die Werte der spätesten Einspritzlagen bei Einfacheinspritzung.

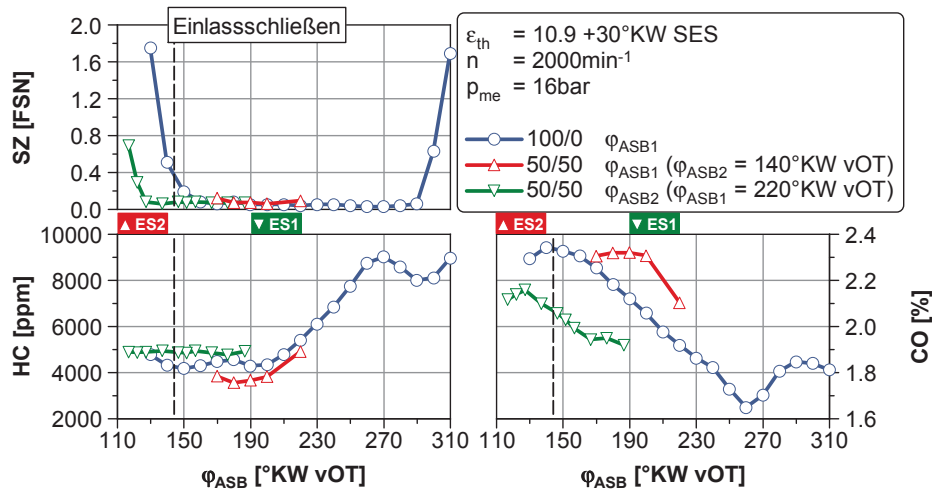


Abbildung 6.49: Einfluss der Einspritzstrategie auf die Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 16 \text{ bar}$

Der effektive Wirkungsgrad in Abb. 6.50 kann durch die Einspritzstrategie für diesen Betriebspunkt geringfügig verbessert werden. Die HC-Emissionen werden verringert, die Verluste durch reale Brenndauer und Kohlenmonoxid steigen jedoch infolge der verschlechterten Homogenisierung des Gemisches an. Eine detaillierte thermodynamische Verlustteilung ist aufgrund der Abgasentnahme nach Turbine und etwaiger Nachreaktionen und damit einer unzureichenden Bilanzierung nicht sinnvoll. Ferner besteht durch die späten Einspritzlagen das Risiko eines erhöhten Kraftstoffeintrags in das Schmieröl. Diese Ölverdünnung wird ebenfalls nicht durch die Verlustteilung erfasst.

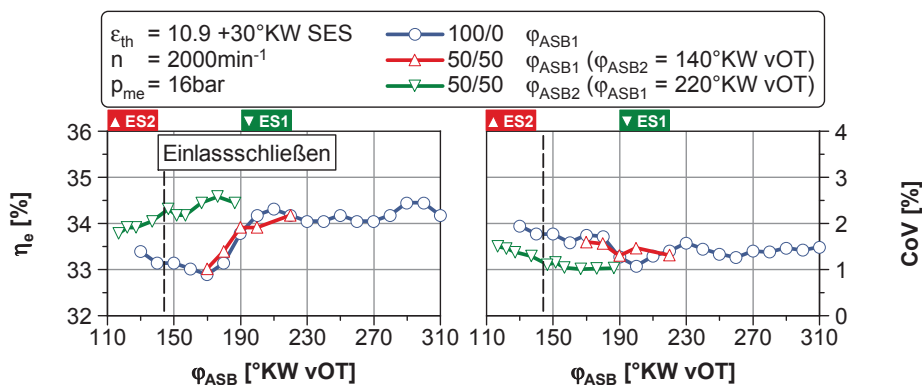


Abbildung 6.50: Einfluss der Einspritzstrategie auf effektiven Wirkungsgrad und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 16 \text{ bar}$

Die Stabilität der Verbrennung nimmt bei sehr späten Einspritzlagen leicht ab. Der optimale Kompromiss aus Laufruhe, niedrigen HC-Emissionen und guten Wirkungsgraden wird mit einer Doppeleinspritzung erreicht, bei der die erste Einspritzung bei 220°KW vOT und die zweite nahe Einlassschließen liegt. Durch die Anreicherung des Gemisches im Brennraum sowie der größeren Differenz zwischen globalem Luft-Kraftstoff-Verhältnis und jenem im Brennraum ergeben sich größere Freiheitsgrade für die Reduktion der thermischen Belastung des Katalysators. Bei hohen Spülraten können die CO-Emissionen reduziert werden, indem die Bedingungen im Brennraum

an das stöchiometrische Luft-Kraftstoff-Verhältnis angenähert werden, was zu einer globalen Abmagerung führt. Wird dagegen durch frühe Einspritzungen im Saughub ein hoher Anteil an Kraftstoff durchgespült, lassen sich durch eine globale Abmagerung die HC-Emissionen nur bedingt reduzieren. Die globale Abmagerung hätte zudem eine Abmagerung im Brennraum zur Folge, sodass der gewünschte Mitteldruck nicht mehr darstellbar ist.

Anhand von Abb. 6.51 werden die erreichbaren HC-Emissionen für die verschiedenen Betriebsstrategien im relevanten Kennfeldbereich verglichen. Durch die Reduktion des Ventilüberschnitts und damit der Spülraten reduzieren sich die Emissionen im wirkungsgradoptimierten Betrieb bei mittleren Lasten und oberhalb von 2000 min^{-1} signifikant. Zur Erreichung der hohen effektiven Mitteldrücke ist es allerdings unabdingbar, den vollen Ventilüberschnitt einzustellen, um ein Pumpen des Verdichters zu vermeiden und hohe Ladedrücke zu gewährleisten. Daher ergeben sich zwischen Drehzahlen von 1000 min^{-1} bis 1500 min^{-1} weiterhin hohe HC-Emissionen, welche nicht durch Nachreaktionen umgesetzt werden können. Die Doppeleinspritzung entschärft diesen Konflikt. Trotz des Betriebs mit vollem Ventilüberschnitt im gesamten aufgeladenen Kennfeldbereich lassen sich die Emissionen immer unter einen Maximalwert von 5600 ppm reduzieren. Im Bereich von 1250 min^{-1} steigt überdies der erreichbare Mitteldruck leicht. Aufgrund der Stabilisierung der Verbrennung durch die Doppeleinspritzung ist es möglich, bei gleicher relativer Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes spätere Schwerpunktlagen zu realisieren, welche die Abgasenthalpie erhöhen und höhere Ladedrücke bei vollständig geschlossenem Wastegate erlauben.

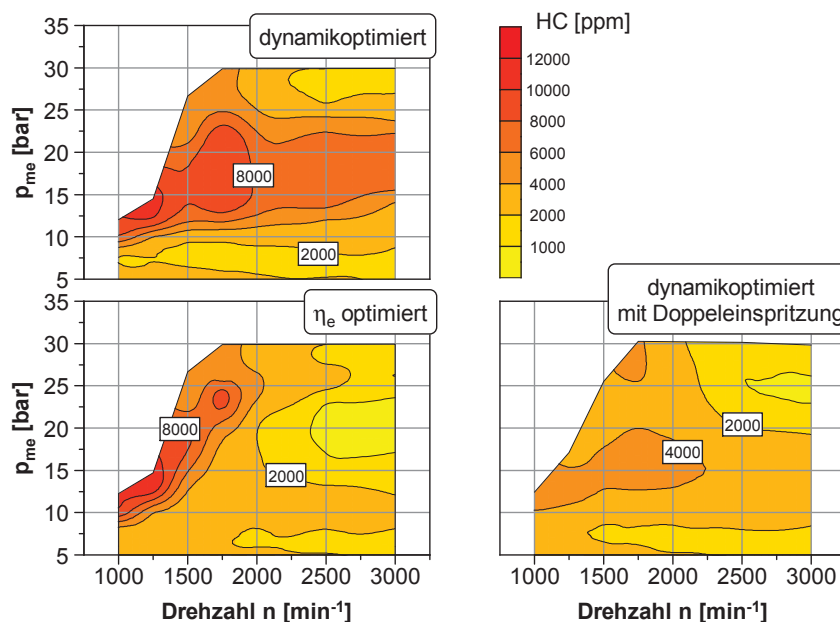


Abbildung 6.51: Vergleich der HC-Emissionen im Kennfeldbereich mit Spülbetrieb bei verschiedenen Strategien für Ventilsteuerzeit und Einspritzung

Im Bereich um die Drehzahl von 1500 min^{-1} gewinnen die Nachreaktionen für die Erreichung der hohen Lasten an Relevanz. Daher werden hier mit der Doppeleinspritzung geringfügig niedrigere Mitteldrücke erreicht. Um oberhalb dieser Drehzahl bis ca. 1800 min^{-1} hohe Mitteldrücke zu ermöglichen, muss die Einspritzlage der Doppeleinspritzung nach Erreichung der maximalen Last mit später Einspritzlage erneut weiter in den Saughub verlagert werden. Hierdurch steigt die durchgespülte Kraftstoffmasse an, während die HC-Emissionen durch die Nachreaktionen

auf einem vertretbaren Niveau bleiben. Ohne diese Frühverstellung sind die maximalen Mittel- drücke nicht zu verwirklichen. Bei 1500 min^{-1} reichen die Abgastemperaturen bei maximaler Last mit der späten Doppeleinspritzung nicht aus, um die Nachreaktionen in Gang zu setzen. Eine Frühverstellung der Einspritzlage führt deshalb zu keiner weiteren Steigerung des Mitteldruckes, sondern lediglich zu einer Erhöhung der durchgespülten Kraftstoffmasse und der HC-Emissionen. Die einsetzenden Nachreaktionen im angesprochenen Last- und Drehzahlbereich lassen sich ebenso anhand des Verlaufs der HC-Emissionen bei dynamikoptimiertem Betrieb nachvollziehen.

Die Einspritzstrategie zur Reduktion der HC-Emissionen ist ebenfalls in der Lage, den Wirkungsgrad im dargestellten Kennfeldbereich zu erhöhen (Abb. 6.52). Insbesondere im Bereich mittlerer Lasten profitiert der Wirkungsgrad von den geringeren HC-Emissionen. Die höchsten effektiven Wirkungsgrade oder die geringsten effektiven spezifischen Verbräuche mit 37,8 % bzw. 231 g/kWh lassen sich durch die optimierten Ventilsteuerzeiten erreichen. Die Basismotorkonfiguration mit thermodynamischer Verdichtung von 9,0 erreicht mit dynamikoptimierten Ventilsteuerzeiten im Kennfeld einen maximalen effektiven Wirkungsgrad von 35,8 % bzw. einen minimalen effektiven spezifischen Verbrauch von 244 g/kWh.

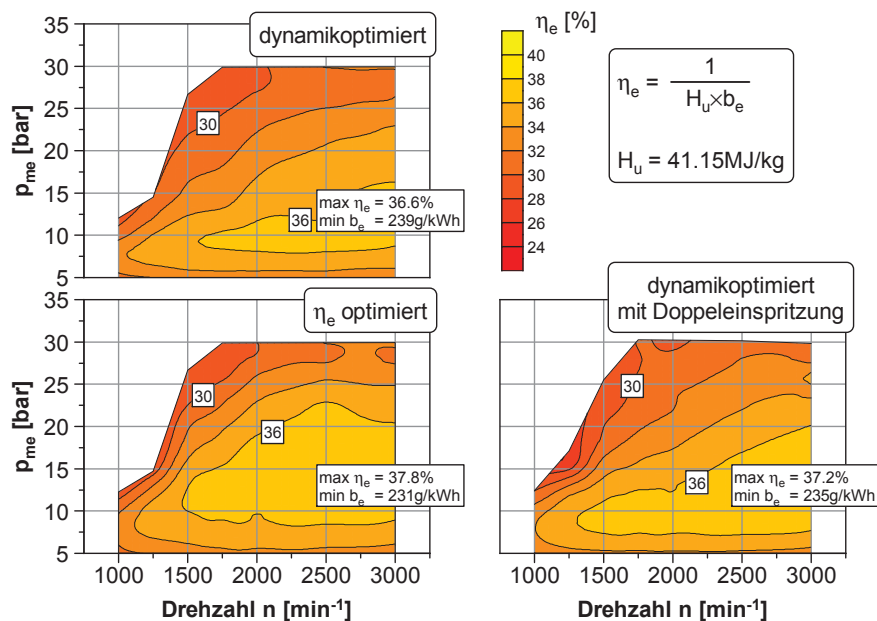


Abbildung 6.52: Vergleich der effektiven Wirkungsgrade im Kennfeldbereich mit Spülbetrieb bei verschiedenen Strategien für Ventilsteuerzeit und Einspritzung

Die bisher beschriebenen Zusammenhänge sind unter stationären Bedingungen am Prüfstand ermittelt. Dies bedeutet, dass jeder Betriebspunkt vor der Messung konstant gehalten wird, bis die Temperaturen (z. B. im Abgaskrümmer) eingeschwungen sind. Dieser Umstand ist insbesondere für die Nachreaktionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe von hoher Bedeutung, da diese stark von der Temperatur abhängen. Ob die Strategie mit Doppeleinspritzung in der Lage ist, die HC-Emissionen auch im instationären Betrieb zu reduzieren, wird mithilfe der Lastsprünge bei konstanter Drehzahl in Abb. 6.53 gezeigt. Die Lastsprünge werden jeweils ausgehend von einem effektiven Mitteldruck von 2 bar auf die Volllast durchgeführt und jeweils dreimal mit einer entsprechenden Pausenzeit wiederholt. Die drei Wiederholmessungen zeigen sowohl im Ladedruckaufbau als auch in den HC-Emissionen untereinander eine einwandfreie Reproduzierbarkeit. Auch im instationären Betrieb können die unverbrannten Kohlenwasserstoffe durch die optimier-

te Einspritzstrategie auf akzeptable Werte reduziert werden. Anhand der zeitlichen Verläufe lässt sich nachvollziehen, dass die Nachreaktionen bei 1200 min^{-1} keine Rolle spielen. Bei 1600 min^{-1} steigen die HC-Emissionen mit Einfacheinspritzung zunächst stark, um letztlich wieder zu fallen. Dies setzt sich nach Erreichen der Volllast fort – jedoch mit flacherem Gradienten. In jenem Drehzahlbereich haben die Nachreaktionen einen hohen Einfluss auf den erreichbaren Saugrohrdruck, weshalb die maximale Last bei Doppeleinspritzung geringer ist. Ebenso bei 2000 min^{-1} fallen die HC-Emissionen bei Einfacheinspritzung nach Erreichen der stationären Volllast steil ab. Die Nachreaktionen sind hier für den Lastaufbau aber nur noch von untergeordneter Bedeutung, sodass auch mit Doppeleinspritzung bei reduzierten Emissionen im Hochlauf die gleichen Verläufe im Saugrohrdruck erreicht werden. Die optimierte Einspritzstrategie reduziert demnach auch im instationären Betrieb die HC-Emissionen signifikant.

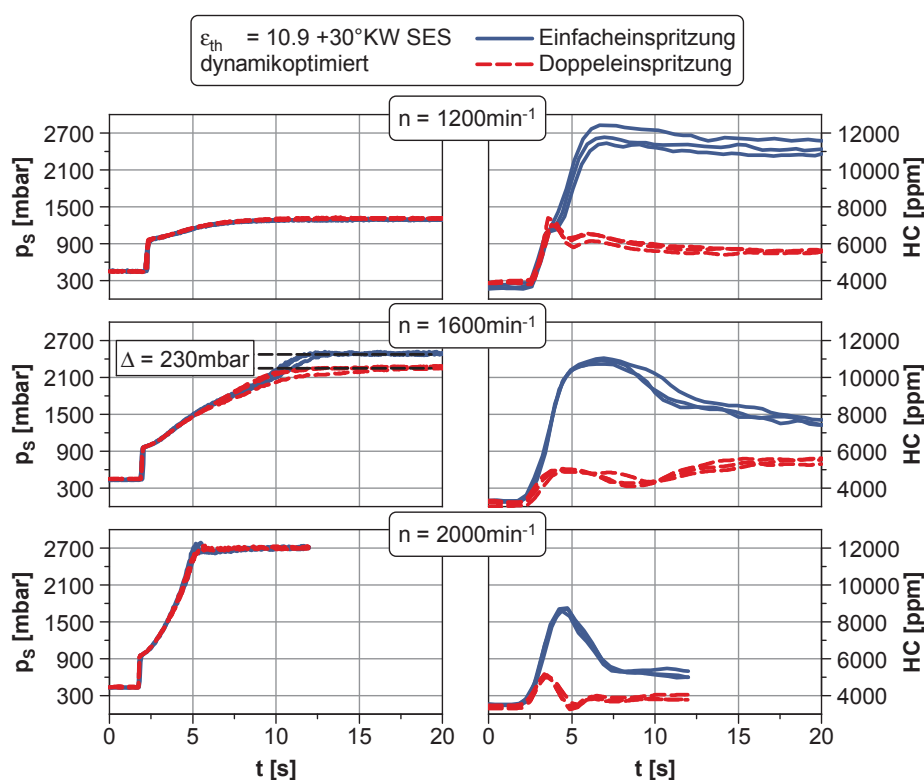


Abbildung 6.53: Einfluss der Einspritzstrategie auf die HC-Emissionen im transienten Betrieb bei 1200 min^{-1}

Im Bereich niedriger Drehzahlen kann der in Abschnitt 6.5.1 auf Seite 127 aus der Simulation ermittelte Verlust an maximalem Mitteldruck aufgrund der intensiven Nachreaktionen teilweise ausgeglichen werden (siehe Abb. 6.54). Nur bei niedrigsten Drehzahlen bis ca. 1400 min^{-1} ist in der Messung ein Verlust nachweisbar. Um die hohen Lasten im Bereich des Eckdrehmoments zu erreichen, wird der notwendige Ladedruck bereit gestellt. Da dieser allerdings höher liegt als in der Basisauslegung, vergrößert sich die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Drehmomente bei gleicher Laderauslegung. Die Verschlechterung im Ansprechverhalten kann durch die minimale Hybridisierung mit BRS überkompensiert werden. Die im Bereich der Nennleistung aus der Simulation zu erwartenden Verluste von etwa 5 kW fallen am Versuchsträger sogar etwas geringer aus. Mit der maximal erreichbaren effektiven Leistung von 117 kW ergibt sich lediglich ein Verlust von 3 kW oder auch 2,5 %. Die späteren Schwerpunkttagen durch die höhere Verdichtung erfordern jedoch eine erhöhte Anfettung. Zur Einhaltung der maximal zulässigen Abgastemperatur

von 1030°C muss das globale Luft-Kraftstoff-Verhältnis auf minimal 0,88 angefettet werden. In Kombination mit den späteren Schwerpunktlagen führt dies zu einem Mehrverbrauch an der Nennleistung um 18 %. Wird dieser mit den Ergebnissen in Abschnitt 7.2 auf Seite 145 bei einer zulässigen Turbineneintrittstemperatur von 950°C und einer Verdichtung von 9,0 verglichen, resultieren ähnliche Werte.

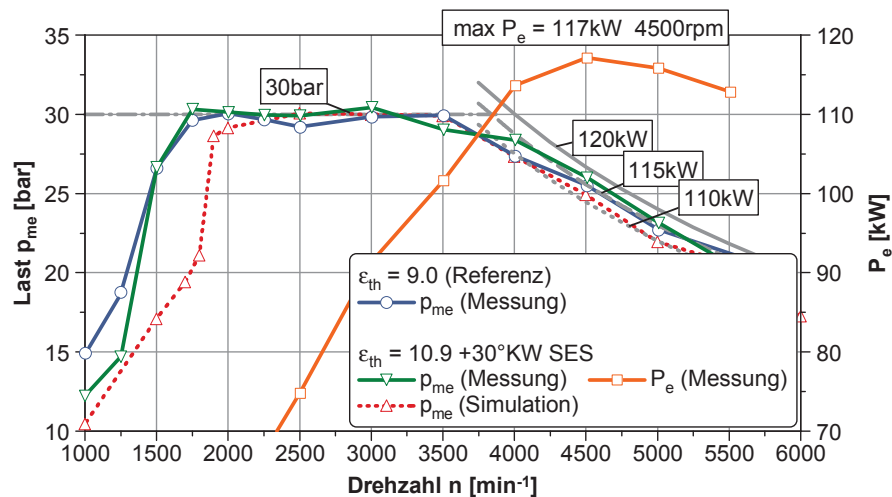


Abbildung 6.54: Gemessene Volllastcharakteristik des Versuchsträgers mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen

6.5.4 Verbrauchspotenziale in NEFZ und WLTC am Vollmotor

Um die Auswirkungen auf die Verlustquellen anhand des NEFZ zu erläutern, wird die Zyklusverlustteilung für die optimierte Motorkonfiguration mit erhöhter Verdichtung und spätem Einlassschließen angewendet. Verglichen werden in Abb. 6.55 jeweils die Vollmotormessungen mit einem Applikationsstand mit optimierter Dynamik. Aufgrund der begrenzten Lasten in NEFZ und WLTC sind keine signifikanten Unterschiede zwischen den verschiedenen Abstimmungen zu erwarten.

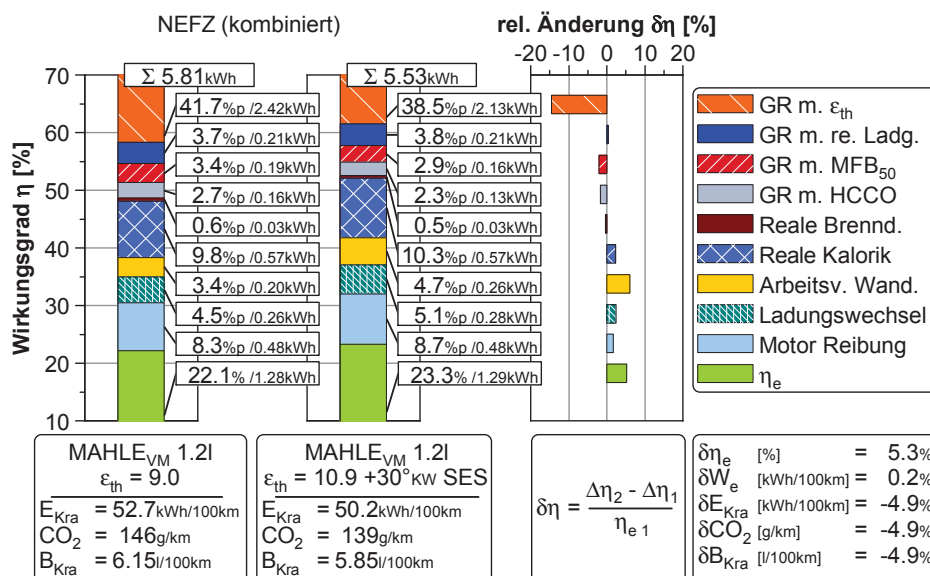


Abbildung 6.55: Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE_{VM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 10,9 sowie 30°KW SES im NEFZ

Die größte Veränderung stellt erneut die Reduktion des Verlustes durch ideale Gleichraumprozessführung infolge der erhöhten Verdichtung dar. Er reduziert sich bezogen auf den effektiven Wirkungsgrad der Ausgangskonfiguration um fast 15 %. Der Verlust durch reale Ladungszusammensetzung bleibt nahezu konstant. Trotz der höheren Verdichtung und der damit verbundenen erhöhten Klopfneigung nimmt der Verlust durch reale Schwerpunktlage leicht ab, was auf eine optimierte Bedatung der Zündwinkel bei sehr niedrigen Lasten zurückzuführen ist. In der Ausgangskonfiguration wurde hier nicht das volle Potenzial ausgeschöpft, sodass die Vorteile bei niedrigen Lasten die minimalen Nachteile bei höheren Lasten im NEFZ ausgleichen.

Der Verlust durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid nimmt ebenfalls minimal ab. Aufgrund der geringen Lasten ist der Kennfeldbereich mit hohen Spülraten und dem Durchspülen von Kraftstoff mit spätem Einlassschließen nicht relevant. Der Verlust durch reale Brenndauer verändert sich kaum. Wegen der höheren Verdichtung und optimalen Schwerpunktlagen bei niedrigsten Lasten – und damit höheren Prozesstemperaturen sowie Drücken – steigen die Verluste durch reale Kalorik und Wandwärme relativ betrachtet an. Insbesondere der Arbeitsverlust durch Wandwärme verringert die Vorteile der Verdichtungsanhebung, weil dieser auch absolut gesehen steigt.

Außerdem nimmt der Verlust durch realen Ladungswechsel leicht zu. Der erhöhte Hochdruckwirkungsgrad führt in der Teillast zu geringeren notwendigen Luftmassen zur Erreichung der Last und damit zu einem höheren Drosselbedarf. Ein Teil dieser erhöhten Drosselverluste kann durch das späte Einlassschließen kompensiert werden. Allerdings ist dieser Effekt bei 30 °KW SES relativ gering. Die Motorreibung wird für diese Berechnungen vom Referenzsystem übernommen, um Einlauffeffekte und Streuungen zwischen den Versuchsträgern⁴⁹ zu eliminieren. Die absoluten Verluste sind folglich gleich. Relativ betrachtet steigt der Anteil am Gesamtenergieverbrauch um 0,4 Prozentpunkte. Der effektive Wirkungsgrad im gesamten NEFZ steigt in Summe um 1,2 Prozentpunkte oder 5,3 %. Durch die Kombination einer Verdichtungserhöhung und einem festen späten Einlassschließen durch Verlängerung der Einlassventilöffnungs-dauer lässt sich ein Verbrauchsvorteil von 4,9 % erzielen. Die angesprochenen Zusammenhänge werden durch die Zyklusverlustteilung für die Einzylindermessungen in Abb. D15 im Anhang auf Seite 178 ebenfalls bestätigt.

Das Verhalten im WLTC in Abb. 6.56 ist mit dem im NEFZ vergleichbar. Für die Basiskonfiguration fällt der Verbrauch im WLTC bezogen auf den NEFZ infolge höherer Lasten und geringerer Leerlaufanteile um 2,2 %. Dem Verbrauchsvorteil von 4,9 % durch die Verdichtungsanhebung und das späte Einlassschließen im NEFZ steht ein Vorteil von 4,2 % im WLTC gegenüber.

Sämtliche hier angegebenen Verbrauchsvorteile lassen sich allein auf Seiten des Verbrennungsmotors erzielen. Durch die minimale Hybridisierung mit BRS, welche die Fahrleistungsneutralität der Maßnahmen garantiert, können z. B. durch Rekuperation zusätzliche Verbrauchspotenziale erschlossen werden.

⁴⁹Der Motor mit erhöhter Verdichtung und SES besitzt einen neuen Rumpfmotor.

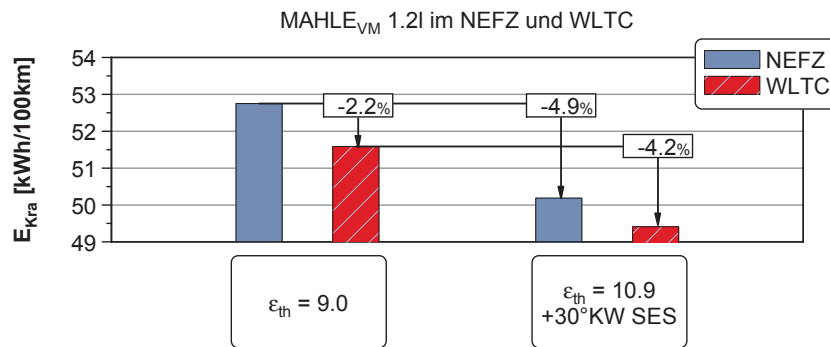


Abbildung 6.56: Benötigte Kraftstoffenergie der Vollmotormessung (MAHLE_{VM} 1,2l) im NEFZ und WLTC

6.5.5 Einfluss auf die Vorentflammungsneigung

Aus Sicht der Klopfneigung ist die Auslegung von Verdichtungsverhältnis und Einlassventilöffnungs-dauer für einen Einsatz im Fahrzeug geeignet. Eine Herausforderung stellt dagegen die erhöhte Neigung zu Vorentflammungen am Vollmotor dar. Während mit der Basisverdichtung nahezu keine Vorentflammungen detektiert werden, treten bei der höheren Verdichtung sporadisch irreguläre Verbrennungen mit Druckspitzen über 140 bar auf. Als Ergebnis des Vergleiches verschiedener Wirkmechanismen, die zu Vorentflammungen führen, wird in [Dahnz u. a., 2009] die lokale Ölverdünnung des Wandfilms an der dem Injektor gegenüberliegenden Zylinderwand und die damit verbundene Ablösung von Öltröpfchen aus dem Feuerstegbereich als wahrscheinlichste Ursache angegeben. Gleichzeitig wird auf die begrenzte Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Versuchsträger verwiesen.

Vor allem die zentrale Lage des Injektors unterscheidet den in dieser Untersuchung verwendeten Versuchsträger von dem in [Dahnz u. a., 2009] verwendeten. Eine lokale Ölverdünnung durch Wandbenetzung scheint als Ursache demnach unwahrscheinlich. Eher untypisch ist das Auftreten von Vorentflammungen für den Versuchsträger bei höheren Drehzahlen im Bereich von 3500 min^{-1} und 30 bar effektivem Mitteldruck. Dies lässt vermuten, dass die kühlende Wirkung der hohen Spülraten unterhalb dieser Drehzahl dem Auftreten von Selbstzündungen entgegenwirkt. Trotz des Betriebs mit höherer Verdichtung und ohne Verlängerung der Einlassventilöffnungs-dauer kann am Einzylindermotor die höhere Vorentflammungsneigung nicht nachgewiesen werden. Hier treten keine irregulären Verbrennungen auf. Eine weitere Ursache für Vorentflammungen kann der Eintrag von Öltröpfchen über den Turbolader in den Brennraum sein. Diese Möglichkeit fehlt am Einzylindermotor infolge der Fremdaufladung. Dagegen konnte am Vollmotor mit einem Turbolader mit erhöhtem Ölverlust eine extrem erhöhte Vorentflammungsneigung festgestellt werden, was die genannte These unterstützt.

Die beschriebenen Beobachtungen erlauben keine abschließende Bewertung der Ursache von Vorentflammungen. Vermutlich ist das Zusammenspiel mehrerer Mechanismen in Kombination mit dem erhöhten Temperaturniveau durch die gesteigerte Verdichtung ausschlaggebend. Die gestiegene Vorentflammungsneigung stellt die eigentliche Begrenzung für die Auslegung des Verdichtungsverhältnisses dar. Die Ableitung konkreter Ansatzpunkte für eine Vermeidungsstrategie von Vorentflammungen bedarf einer komplexen Untersuchung der Entstehungsmechanismen und ist nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Kapitel 7

Reduzierung des Anfettungsbedarfs bei hohen Lasten

Bei hohen Lasten führen die klopfbedingt späten Verbrennungsschwerpunktlagen zu einem starken Ansteigen der Abgastemperaturen. In Kombination mit höheren Drehzahlen und den damit verbundenen relativ betrachtet hohen Abgasmassenströmen und Gegendrücken führt dies zu einer erhöhten thermischen Belastung der Bauteile. Um diese zu schützen, muss die maximal zulässige Abgastemperatur limitiert werden. Bei Turbomotoren wird diese maximale Abgastemperatur vornehmlich durch die maximal zulässige Turbineneintrittstemperatur sowie durch die Temperaturfestigkeit des Zylinderkopfes begrenzt. Als besonders kritisch gilt in diesem Fall der Bereich zwischen den Auslassventilen, welcher infolge der hohen Wärmeübergänge durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilspalt thermisch äußerst stark belastet wird. Die sehr gute Kühlung des Zylinderkopfes des genutzten Versuchsträgers, die u. a. auch die hohe Klopfestigkeit bedingt, führt dazu, dass die Turbineneintrittstemperatur den begrenzenden Faktor für die Abgastemperatur bildet.

Die Absenkung der Abgastemperatur wird nach heutigem Stand der Technik brennverfahrensseitig mittels Anfettung realisiert. Der zusätzlich eingebrachte Kraftstoff, der nicht an der Verbrennung teilnimmt, reduziert die auftretenden Verbrennungstemperaturen und trägt durch die aufzuwendende Verdampfungsenthalpie und die zusätzliche Masse, die aufgeheizt werden muss, zu einer Kühlung der Zylinderladung bei. In der ausgeführten Basisvariante lässt der eingesetzte Turbolader eine maximale Turbineneintrittstemperatur von 950 °C am Versuchsträger zu. Die nachfolgenden Untersuchungen werden alle bei einer geometrischen Verdichtung von 9,25 und ohne SES durchgeführt. Dies führt dazu, dass das globale Luft-Kraftstoff-Verhältnis in dem in [Abb. 7.1](#) dargestellten Kennfeldbereich unter den stöchiometrischen Wert abgesenkt werden muss. Folglich verschlechtert sich der thermodynamische Wirkungsgrad signifikant und die Kohlenmonoxid-Emissionen steigen massiv. Ergänzend sind in der Darstellung die Betriebspunkte des Versuchsfahrzeugs in der FKFS-Runde abgebildet. Zu erkennen ist, dass selbst hier der Bereich der Vollastanfettung für den untersuchten Versuchsträger eine untergeordnete Rolle für den Verbrauch spielt. Allerdings wird er bei Autobahnfahrten mit höheren Geschwindigkeiten zu einem wichtigen Einflussfaktor für den Realverbrauch.

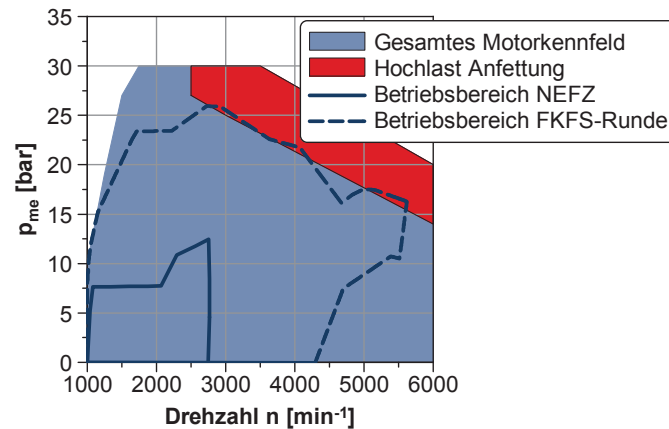


Abbildung 7.1: Kennfeldbereich mit Anfettungsbedarf für den Versuchsträger

Zur Reduktion des Anfettungsbedarfs werden in dieser Arbeit zwei verschiedenen Maßnahmen untersucht. Die erste zielt auf die direkte Reduktion der Verbrennungstemperaturen durch eine Verdünnung mit Abgas (statt durch eine Verdünnung mit Kraftstoff) ab, während die zweite auf dem Einsatz eines Turboladers mit höherer maximaler Turbineneintrittstemperatur beruht. Beide Maßnahmen werden im Weiteren diskutiert und gegenübergestellt.

7.1 Einsatz von gekühlter externer Abgasrückführung

Um das Ziel von verringerten Abgastemperaturen durch eine Verdünnung mit Abgas realisieren zu können und die Klopfneigung bei hoher Last nicht ungünstig zu beeinflussen, ist es notwendig, das zurückgeführte Abgas zu kühlen. Zu diesem Zweck muss der Versuchsträger um eine externe Abgasrückführung mit Zwischenkühlung erweitert werden⁵⁰. Da die Menge des rückführbaren Abgases unmittelbar von dem treibenden Druckgefälle über der Abgasrückführstrecke abhängt und die mit Hochlast-AGR erreichbaren Mitteldrücke durch die Rückwirkungen auf die Turboaufladung beeinflusst werden, ist eine Untersuchung am Einzylindermotor nicht sinnvoll. Die nachfolgenden Ergebnisse beziehen sich daher auf Messungen am Vollmotor. Bei der Darstellung einer gekühlten externen Abgasrückführung können verschiedene Systeme je nach Entnahme und Einleitungsort des Abgases im Luftsystem des Motors unterschieden werden. Bei der klassischen Hochdruck-Variante wird das Abgas dem Krümmer vor Turbine entnommen und nach Verdichter dem Saugrohr zugeführt. Da das Abgas in diesem Fall nicht durch den Verdichter komprimiert werden muss kann das Risiko einer Beschädigung durch eventuell auskondensierendes Wasser oder Rußpartikel ausgeschlossen werden. Im Vergleich zu einer Abgasentnahme vor Turbine und Rückführung vor Verdichter nachteilig muss das geringere treibende Druckgefälle genannt werden. Allerdings ist der Kühlungsbedarf bei einer solchen Systemauslegung aufgrund der maximal zulässigen Verdichteraustrittstemperatur deutlich höher [Ganser, 2007]. Als dritte Variante ist eine vollständige Niederdruck-Abgasrückführung denkbar, die wegen der bereits genannten Gefahren für den Verdichter des Turboladers in dieser Arbeit jedoch keine Verwendung findet. Einen wichtigen Einfluss auf die Verteilung des Abgases auf die einzelnen Zylinder und die Ho-

⁵⁰Besonderer Dank gilt in diesem Zusammenhang Herrn Sven Haubold für die Konzeption des Aufbaus am Prüfstand und Herrn Marco Pätzold für die Durchführung der Messungen.

mogenisierung mit der einströmenden Frischluft hat die Einleitungsstelle der Hochdruck-AGR im Saugrohr. Hierbei wird zwischen zentraler und dezentraler Abgas-Einleitung unterschieden [Reuter u. a., 1999]. Damit die aktuelle Laderauslegung grundlegend beibehalten und eine optimalen Kühlung sowie Homogenisierung des Luft-Abgas-Gemisches gewährleistet werden kann, findet der in Abb. 7.2 dargestellte Systemaufbau mit einer Hochdruck-Abgasrückführung und einer Einleitung vor Ladeluftkühler Verwendung.

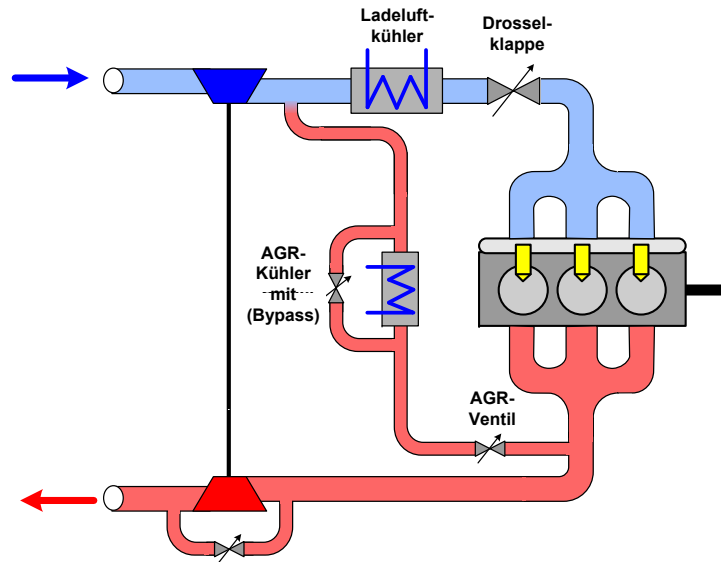


Abbildung 7.2: Versuchsaufbau der Hochlast-Abgasrückführung am Vollmotor

Der mit Hochlast-Abgasrückführung untersuchte Kennfeldbereich ist in Abb. 7.3 dargestellt. Er erstreckt sich auf Drehzahlen von 3000 bis 6000 min^{-1} und effektive Mitteldrücke von 15 bar bis Volllast. Wird er mit dem Kennfeldbereich in Abb. 7.1 verglichen, ist zu erkennen, dass bis auf die Volllast bei 3000 min^{-1} nahezu der gesamte relevante Kennfeldbereich der Volllastanfertung abgedeckt werden kann. Da sich die Abgasrückführung ebenso positiv auf die Klopfneigung des Motors auswirkt [Grandin u. a., 2002], [Potteau u. a., 2007], [Hettinger, 2012a], werden auch Bereiche niedrigerer Last, die nicht unmittelbar von der Volllastanfertung betroffen sind, bei den Untersuchungen erfasst.

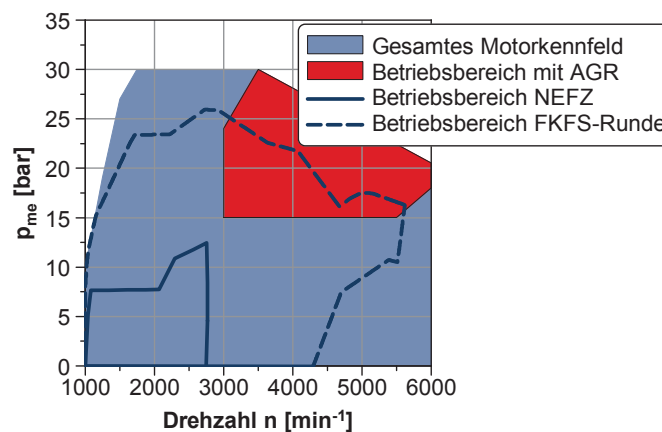


Abbildung 7.3: Relevanter Kennfeldbereich für den Einsatz von Hochlast-AGR als Mittel zur Anfettungsreduktion

Wie bereits erwähnt, hängt die maximal erreichbare Menge an rückgeführtem Abgas in hohem Maß von der treibenden Druckdifferenz zwischen Abgastrakt und Saugrohr ab. In Abb. 7.4 ist auf der linken Seite die maximal erreichbare Abgasrückführrate für den Versuchsträger dargestellt. Diese hängt in erster Linie von der Motordrehzahl ab und steigt mit zunehmender Drehzahl aufgrund des stärker ansteigenden Gegendruckes von ca. 4 % bei 3500 min^{-1} bis auf ca. 14 % bei 6000 min^{-1} . Im rechten Bild ist die relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes aufgetragen. Diese steigt zwar auch bei hoher Last mit erhöhter Abgasrückführrate leicht an, bleibt aber mit maximal 2,5 % unterhalb des Grenzwertes für die zulässige Laufunruhe.

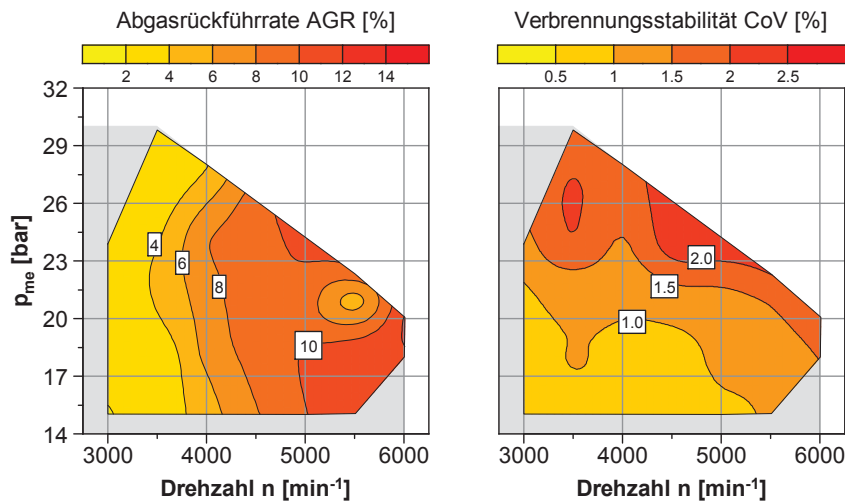


Abbildung 7.4: Maximal darstellbare externe Abgasrückführrate bei hoher Last

Die darstellbaren Abgasrückführraten führen zu einer signifikanten Reduktion der Abgastemperatur und somit zu einem reduzierten Anfettungsbedarf. Die sich ergebenden globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisse sind in Abb. 7.5 veranschaulicht. Auf der linken Seite ist die Basis-Applikation ohne externe Abgasrückführung abgebildet. Zu erkennen ist, dass das Luft-Kraftstoff-Verhältnis über dem Drehzahlbereich nahezu parallel zur Volllast ab ca. 5 bis 6 bar unter dem maximal erreichbaren effektiven Mitteldruck in Richtung fett verschoben werden muss, bis sich bei Erreichen der Volllast minimale Werte von 0,8 bis 0,85 ergeben.

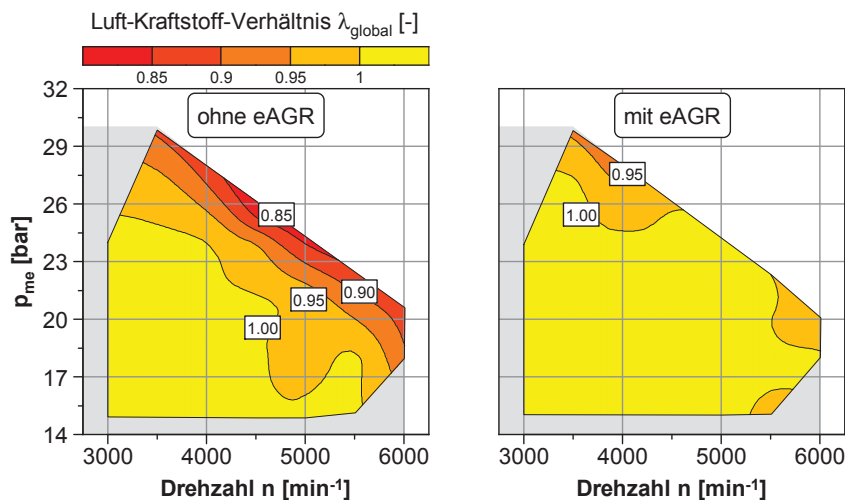


Abbildung 7.5: Globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis mit und ohne externe Abgasrückführung

Der höchste Anfettungsbedarf ergibt sich dabei für Drehzahlen zwischen 4500 und 5000 min^{-1} . Auf der rechten Seite ist das Luft-Kraftstoff-Verhältnis für den Betrieb mit externer gekühlter Abgasrückführung dargestellt. Fast der gesamte Kennfeldbereich kann in diesem Fall mit stöchiometrischen Werten abgedeckt werden. Lediglich im Bereich niedriger Drehzahl und Volllast bei 3000 bis 4000 min^{-1} ergibt sich ein geringer Anfettungsbedarf. Hier reicht das bestehende Druckgefälle nicht aus, um die notwendige Menge an Abgas zurückzuführen und einen stöchiometrischen Betrieb zu gewährleisten.

Wie in Abb. 7.6 aufgezeigt, können die Krümmertemperaturen durch den Einsatz der Abgasrückführung über einen weiten Bereich des vermessenen Kennfeldes unter die Werte mit Anfettung gesenkt werden. Die Reduktion der Abgastemperatur ist nicht nur primär auf die Verdünnung mit Abgas zurückzuführen, sondern profitiert auch von den etwas früheren Verbrennungsschwerpunktlagen, die durch die Abgasrückführung ermöglicht werden.

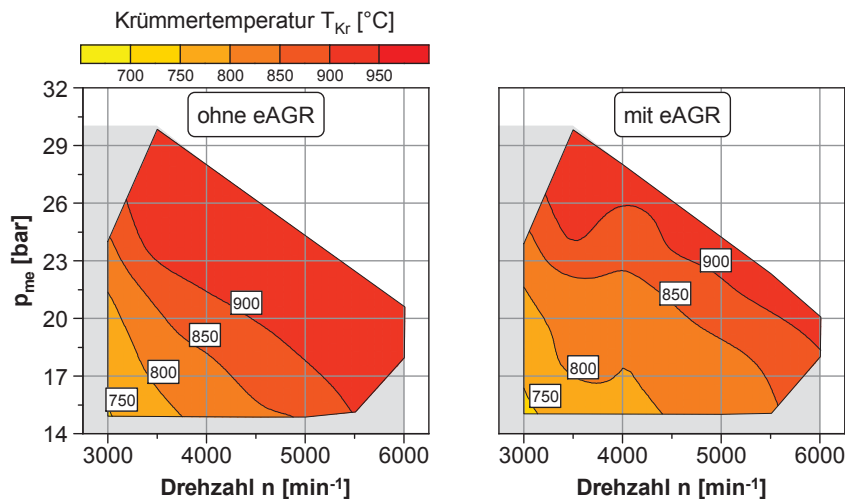


Abbildung 7.6: Temperatur im Abgaskrümmers mit und ohne externe Abgasrückführung

Die Änderung der Verbrennungsschwerpunktlage bezogen auf den Betrieb ohne AGR ist in Abb. 7.7 auf der linken Seite dargestellt. Sichtbar sind bis zu 5 $^{\circ}\text{KW}$ frühere Werte für den Betrieb mit AGR. Beinahe über den gesamten vermessenen Bereich ist ein Vorteil zu erkennen. Aus Sicherheitsgründen wird das volle Potenzial zur Klopfreduktion durch AGR bei diesen Untersuchungen nicht ausgeschöpft. Schwierigkeiten in der Regelbarkeit der Abgasrückführmenge und das Fehlen einer gesonderten Applikation der Klopfregelung für den Betrieb mit AGR bedingen eine etwas konservativere Auslegung. Aus diesem Grund ist zusätzlich die Änderung der am Prüfstand gemessenen Werte für den mittleren Klopfindex auf der rechten Seite der Abbildung aufgetragen. Es zeigt sich, dass insbesondere im Bereich der höchsten Lasten und Anfettung die Werte mit AGR deutlich niedriger sind. Werden ohne AGR mittlere Klopfindizes über 1,5 bar erreicht, bleiben diese mit gekühlter Abgasrückführung für den gesamten vermessenen Bereich unterhalb von 1,0 bar.

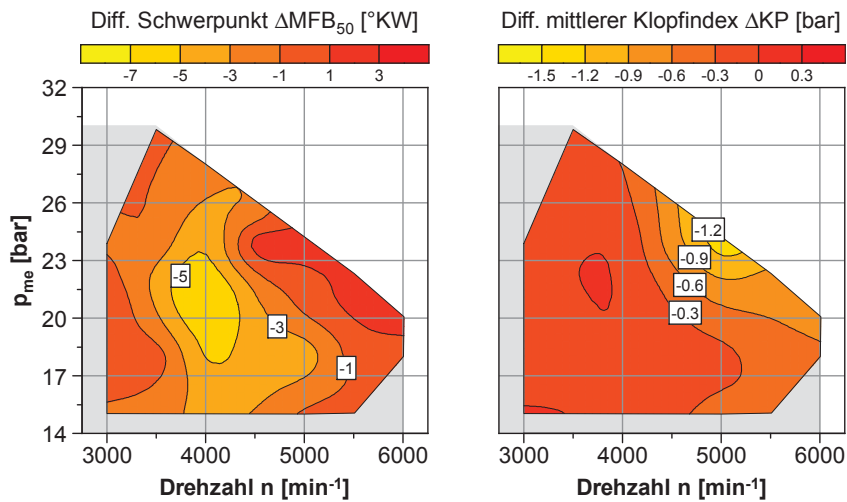


Abbildung 7.7: Änderung der Schwerpunktlage und des mittleren Klopindexes mit Abgasrückführung

Der deutlich reduzierte Anfettungsbedarf in Kombination mit den etwas früheren Schwerpunkten führt zu den in Abb. 7.8 abgebildeten Verbrauchsverbesserungen. Auf der linken Seite ist die prozentuale Veränderung des effektiven spezifischen Verbrauchs beim Einsatz von AGR bezogen auf den konventionellen Betrieb mit Anfettung dargestellt. Für den gesamten untersuchten Bereich lassen sich Verbrauchsvorteile verzeichnen. Im Bereich der maximalen Anfettung bei Drehzahlen zwischen 4500 und 5000 min^{-1} und Volllast können Verbrauchseinsparungen von ca. 16 % realisiert werden. Trotz der geringen Abgasrückführtrate von ca. 4 % bei niedrigeren Drehzahlen und Volllast lassen sich auch hier signifikante Einsparungen von ca. 6 % erreichen.

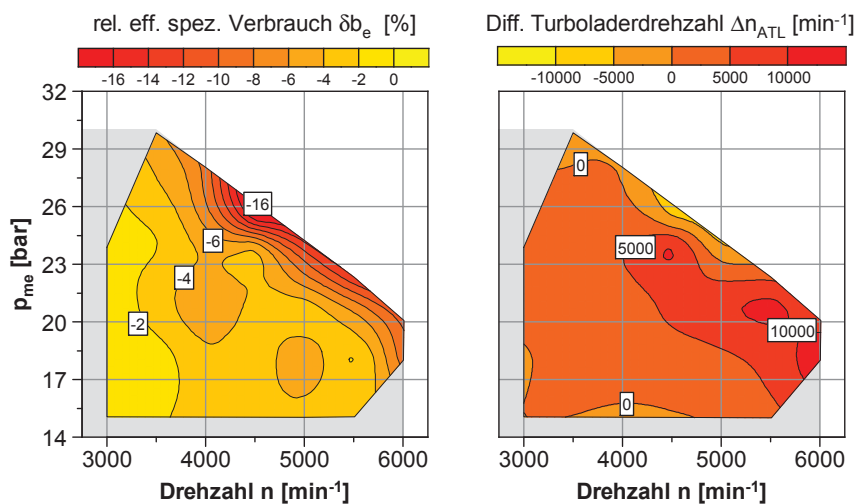


Abbildung 7.8: Verbrauchseinsparung und Änderung der Turboladerdrehzahl mit Hochlast-AGR bezogen auf Betrieb mit Anfettung

In der Abbildung rechts ist die Änderung der Laderdrehzahl veranschaulicht. Dem Ladedruck ist hier keine Grenze durch die vorhandene Abgasenthalpie, sondern durch die Drehzahl des ATL gesetzt. In der aktuellen Konfiguration ist dieser in der Lage, den gestiegenen Ladedruckbedarf abzudecken ohne die Drehzahlgrenze zu überschreiten – allerdings zu Lasten der Höhenreserve, die für jeden Turbomotor vorgehalten werden muss. Damit diese weiterhin bestehen bleibt, müsste der ATL für höhere Druckverhältnisse z. B. für eine höhere Maximaldrehzahl dimensioniert werden, was wiederum zu Nachteilen im Transient-Verhalten des Motors führen kann.

Zur näheren Erläuterung der Ursachen für die sich ergebenden Verbrauchseinsparungen ist in [Abb. 7.9](#) die Verlustteilung exemplarisch für einen Lastschnitt bei einer Drehzahl von 4500 min^{-1} dargestellt. Im Bereich bis ca. 21 bar effektiven Mitteldruck, in dem noch keine Anfettung stattfindet, zeichnet sich der Betrieb mit externer Abgasrückführung durch geringere Verluste aufgrund der früheren Schwerpunktlagen sowie geringere Verluste in der Kalorik infolge der niedrigeren Prozesstemperaturen aus.

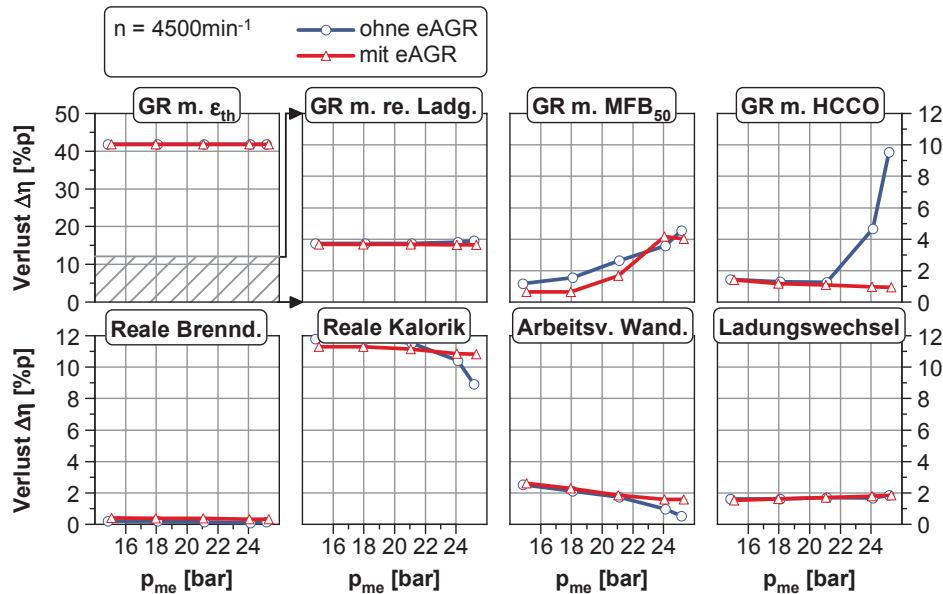


Abbildung 7.9: Verlustteilung mit und ohne externe Abgasrückführung bei 4500 min^{-1}

Die übrigen Verluste bleiben nahezu unbeeinflusst, lediglich jener durch reale Brenndauer steigt marginal. Oberhalb von 21 bar gleichen sich die Schwerpunktlagen wieder an. Für den Betrieb ohne AGR fallen hier die Verluste durch reale Kalorik und Wandwärme durch die starke Anfettung überproportional, während sich beim Betrieb mit AGR der nur leicht fallende Trend fortsetzt. Daher ergeben sich Nachteile mit AGR, welche jedoch mit den deutlich niedrigeren Verlusten durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid überkompensiert werden. Während diese für den fetten Betrieb auf beinahe 10 Prozentpunkte steigen, fallen sie für den Einsatz von AGR sogar kontinuierlich und bleiben unter 2 Prozentpunkten. Auch der Verlust durch realen Ladungswechsel ändert sich kaum, weil sowohl Gegendruck als auch Saugrohrdruck bei der Verdünnung mit Abgas in ähnlichem Maße steigen.

7.2 Erhöhung der zulässigen Turbineneintrittstemperatur

Mit dem Einsatz höherwertiger Materialien wie einem erhöhten Nickelanteil in der Legierung des Turbinenrades des Turboladers kann die maximal zulässige Eintrittstemperatur am Versuchsträger auf 1050°C angehoben werden. Begrenzt wird die maximale Abgastemperatur durch die zusätzlich vor der Turbine verbaute λ -Sonde, deren Spezifikation lediglich eine Temperatur von 1030°C zulässt. Wird nun der Anfettungsbedarf an diese neue Temperaturgrenze angepasst, ergeben sich die in [Abb. 7.10](#) dargestellten globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisse. Für die Bewertung der erhöhten Eintrittstemperatur wird im Gegensatz zu der bereits beschriebenen Hochlast-Ab-

gasrückführung der gesamte Betriebsbereich, der von der Anfettung betroffen ist, untersucht, da hier keine Beschränkungen durch das Druckgefälle zwischen Aus- und Einlasstrakt existieren. Infolge der seriennahen Applikation mit aktiver Klopff- und λ -Regelung können zwar realistischere Aussagen in Bezug auf eine Serientauglichkeit der jeweiligen untersuchten Maßnahme getroffen werden, allerdings führt dies auch zu leichten Abweichungen, z. B. in dem eingestellten Verbrennungsschwerpunkt, wenn die Basis-Messungen für die verschiedenen Varianten verglichen werden. Diese Abweichungen sind jedoch im Vergleich zu den absoluten Veränderungen durch die verringerte Anfettung gering und somit tolerierbar. Wie in der Abbildung zu erkennen ist, kann über den kompletten Betriebsbereich ein nahezu stöchiometrisches Gemisch eingestellt werden. Der Anfettungsbedarf fällt im gesamten Kennfeld auf unter 2% und ist daher vernachlässigbar.

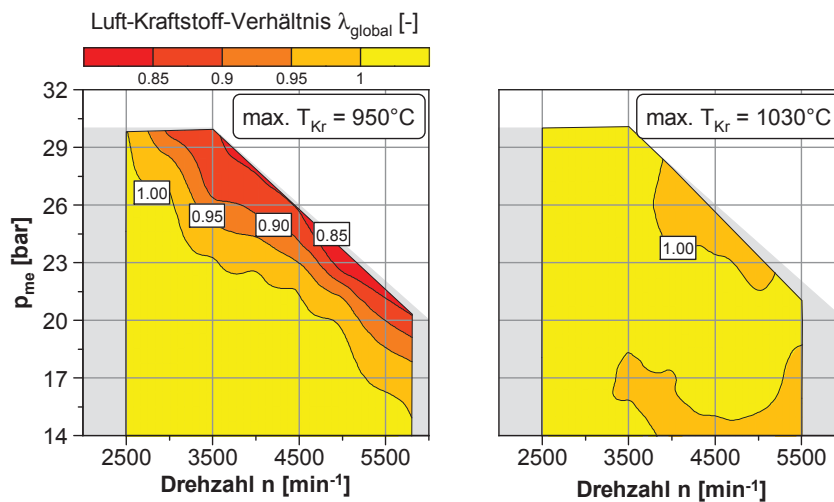


Abbildung 7.10: Globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen

Die sich ergebenden Krümmertemperaturen sind in [Abb. 7.11](#) abgebildet. Ab einer Drehzahl von ca. 4500 min^{-1} stellen sich ohne Anfettung Temperaturen knapp über 1000 $^\circ\text{C}$ ein – die maximal zulässige Temperatur von 1030 $^\circ\text{C}$ wird dabei nicht überschritten. Die maximal gemessene Temperatur von 1020 $^\circ\text{C}$ liegt nur knapp darunter. Im Gegensatz zur Verdünnung mit Abgas profitiert die Abgastemperatur nicht von früheren Schwerpunktlagen durch eine reduzierte Klopffneigung.

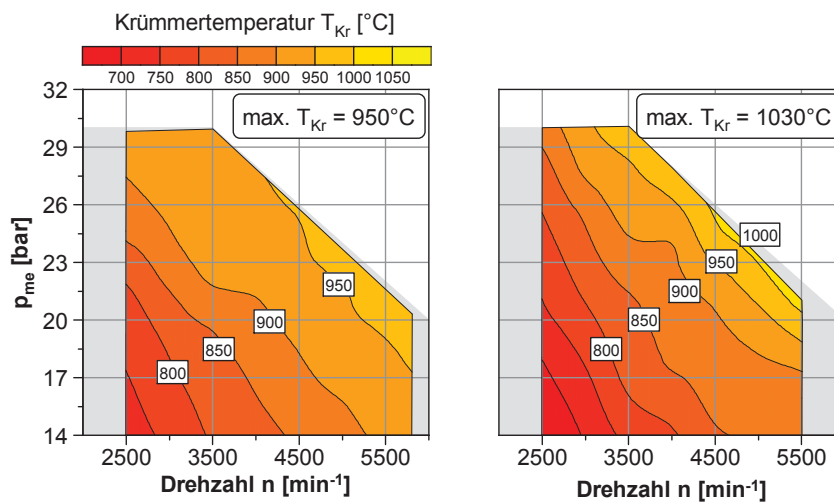


Abbildung 7.11: Temperatur im Abgaskrümmen für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen

Die Auswirkungen auf das Klopfverhalten fallen weit weniger signifikant aus als für den Betrieb mit AGR. Die Änderung der Schwerpunktlagen bei Betrieb an der Klopfgrenze zeigt die linke Seite von [Abb. 7.12](#). Tendenziell sind ohne Anfettung ca. ein bis drei Grad spätere Schwerpunktlagen notwendig. In den Bereichen, in denen die Schwerpunktlagen nahezu gleich sind, steigen die mittleren Klopfindizes für die stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Verhältnisse leicht an. Der Trend der erhöhten Klopfneigung mit Annäherung an den stöchiometrischen Betrieb deckt sich mit den Ergebnissen in [Wieske u. a., 2009b], auch wenn die notwendige Spätverstellung für den vorliegenden Versuchsträger geringer ausfällt.

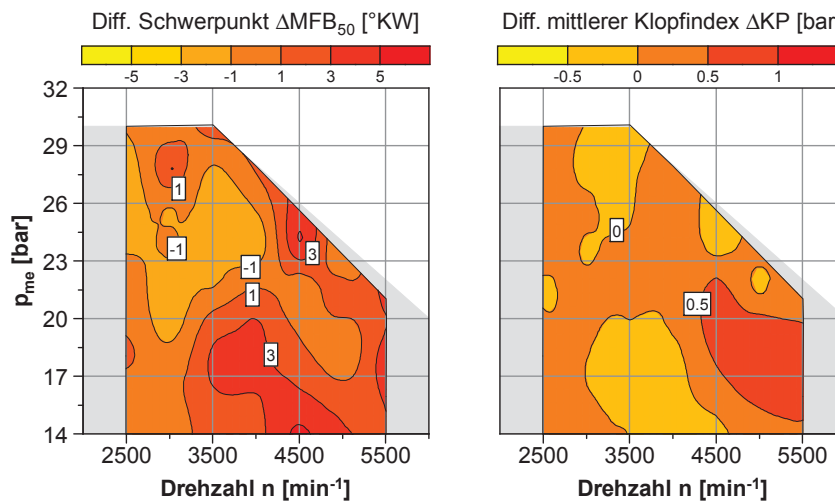


Abbildung 7.12: Änderung der Schwerpunktlage und des mittleren Klopfindexes bei erhöhter maximal zulässiger Turbineneintrittstemperatur

Die Reduktion des Anfettungsbedarfs führt in erster Linie durch die Verringerung der Kohlenmonoxid-Emissionen zu deutlich verbesserten Verbräuchen mit Einsparungen bis zu 15 % (siehe [Abb. 7.13](#)). Die Vorteile in den Emissionen überwiegen den nachteiligen Einfluss der späteren Verbrennungsschwerpunktlagen bei Weitem. Die Verbrauchseinsparung hängt direkt von den erreichbaren Luft-Kraftstoff-Verhältnissen ab. Da dieser Versuchsträger einen vollständig stöchiometrischen Betrieb am Prüfstand unter Einhaltung der Grenztemperaturen ermöglicht, ist der Verbrauchsvorteil höher als z. B. in [Zellbeck u. a., 2010] ausgewiesen.

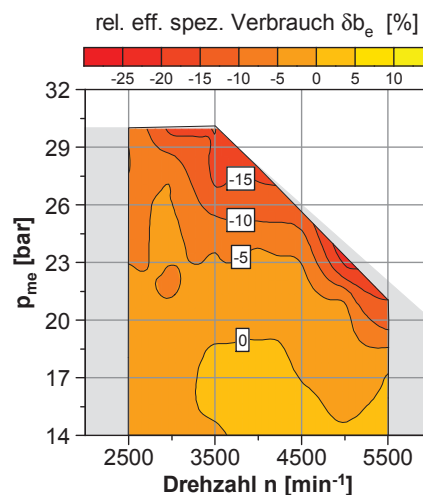


Abbildung 7.13: Temperatur im Abgaskrümmer für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen

7.3 Vergleich beider Maßnahmen und Fazit

Beide vorgestellten Maßnahmen sind am Prüfstand in der Lage, den Anfettungsbedarf des Versuchsträgers deutlich zu reduzieren. Während das treibende Druckgefälle die maximal erreichbaren Abgasrückführaten und somit auch das Potenzial für eine Verbrauchseinsparung auf Drehzahlen oberhalb von 3000 bis 3500 min^{-1} begrenzt, kann der Motor durch den Einsatz eines Turboladers mit höherer Turbineneintrittstemperatur im gesamten Kennfeld stöchiometrisch betrieben werden. Die Vorteile der reduzierten Klopfnegung bei Betrieb mit AGR können in diesem Fall jedoch nicht genutzt werden. Die gemessenen Verbrauchersparnisse liegen für beide Maßnahmen auf einem ähnlichen Niveau mit maximalen Einsparungen von bis zu 16 %. Neben der Verbrauchersparnis ergibt sich durch die massive Reduktion insbesondere der Kohlenmonoxid-Emissionen bei Vermeidung der Anfettung ein positiver Einfluss auf die Umweltverträglichkeit der Abgase.

Die deutlich höhere Systemkomplexität für den Betrieb mit AGR muss bei der Bewertung Beachtung finden. Sowohl die zusätzlichen Hardware-Anforderungen als auch die komplexe Regelung des AGR-Systems erhöhen die Systemkosten, sodass der Turbolader mit höherer Turbineneintrittstemperatur der Hochlast-Abgasrückführung vorgezogen und im Demonstratorfahrzeug eingesetzt wird. Aufgrund der in Abb. 7.1 dargestellten Betriebspunktverteilung bei Fahrzyklen mit höherer Dynamik wird an dieser Stelle auf eine Zyklussimulation mit Verlustteilung verzichtet.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Die hohen Verbrauchsvorteile durch eine Betriebspunktverschiebung hin zu höheren Wirkungsgraden wird auch in Zukunft die Downsizing-Grade bei Ottomotoren am Markt weiter steigen lassen. Vermehrt hält die Aufladung zur Erweiterung des Motorkennfeldes hin zu höheren Mitteldrücken auch bei großvolumigen Motoren mit z. B. Schichtbrennverfahren Einzug. Diese Arbeit zeigt, dass auch für den stark hubraumreduzierten Versuchsträger abhängig vom zugrunde gelegten Testzyklus Wirkungsgradvorteile durch Entdrosselung in der Teillast zu erreichen sind. Diese Erkenntnisse lassen sich anhand der umgesetzten thermodynamischen Verlustteilung innerhalb der Zyklussimulation nachvollziehen.

Zusammenfassung

Die vorgestellte Methodik erlaubt den detaillierten Vergleich und die objektive Bewertung unterschiedlicher Antriebsstrangkonzeppte unter Berücksichtigung des auftretenden Lastkollektivs. Infolge der hohen möglichen Kombinationsvielfalt aus Antrieb, Fahrzeug und Fahrzyklus ist dieses Vorgehen dem Vergleich einzelner ausgewählter Betriebspunkte eindeutig überlegen. Die Übereinstimmung der ermittelten Verbräuche mit den realen Fahrzeugmessungen ist unter Beachtung der Unterschiede im Kaltstart – sowohl in Rollentests für den NEFZ und WLTC als auch für reale Bedingungen in der FKFS-Runde – als hervorragend zu bewerten. Das entwickelte Verfahren erlaubt eine ganzheitliche Betrachtung von wirkungsgradsteigernden Maßnahmen ausgehend von Grundlagenuntersuchungen am Einzylindermotor bis hin zu den tatsächlich wirkenden Verlustquellen des Verbrennungsmotors im realen Fahrbetrieb. Für eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den Vollmotor werden hierbei hohe Anforderungen an die Wahl der geeigneten Randbedingungen der Untersuchungen am Einzylindermotor für z. B. den Abgasgegendruck gestellt. Die Ableitung realistischer Randbedingungen wurde sowohl anhand von Vollmotormessungen als auch von 1d-Strömungssimulationen sichergestellt.

Die Untersuchungen zeigen, dass ein Großteil der Potenziale durch eine Entdrosselung mit Abgasrückführung bereits über eine Beeinflussung des internen Restgases mithilfe der Phasensteller an Ein- und Auslassnockenwelle ausgenutzt werden können. Die Verträglichkeit gegenüber einer Verdünnung mit interner AGR ist größer als jene mit externer. Das Verhalten des Wirkungsgrades ist bei beiden Varianten nahezu gleich. Die Begrenzung des maximalen Ventilüberschnittes durch eine Ventilkollision und damit der internen AGR-Rate erlaubt bei Lasten ab 6 bar indizier-

tem Mitteldruck weitere Wirkungsgradpotenziale durch externe Abgasrückführung von etwa 1 % im NEFZ. Die Restgasverträglichkeit lässt sich mittels einer zweiten zündungsnahen Einspritzung leicht erhöhen. Wirkungsgradpotenziale in geringem Maße lassen sich allerdings nur durch eine Erweiterung des stabilen Zündfensters infolge einer Reduktion des Zündverzugs erschließen. Größere Verbrauchseinsparungen können dank der besseren kalorischen Eigenschaften durch eine Verdünnung mit Luft erzielt werden. Hierbei ist aus Sicht der Stickoxid-Rohemissionen ein Betrieb mit maximaler interner AGR und Abmagerung vorzuziehen. Im NEFZ lässt sich auf diese Weise der Verbrauch um 3,7 % reduzieren. Bei der Bewertung dieses Ergebnisses muss allerdings ein eventueller Mehrverbrauch durch eine Stickoxid-Abgasnachbehandlung Beachtung finden.

Ebenfalls ein Verbrauchsvorteil von knapp über 1 % lässt sich im NEFZ durch eine feste Verlängerung der Einlassventilöffnungsdauer und damit durch ein spätes Einlassschließen erzielen. Ist bei der Entdrosselung mit AGR und Abmagerung neben der Verringerung der Ladungswechselverluste die Reduktion der Verluste durch reale Kalorik dominant, wirkt das späte Einlassschließen bei niedriger Last in erster Linie positiv auf die erstgenannten.

Die Untersuchungen machen deutlich, dass der vorliegende Versuchsträger infolge des hohen Downsizing-Grades selbst im vorwiegend niedriglastigen Betrieb des NEFZ lediglich geringe Verbrauchspotenziale durch eine weitere Entdrosselung aufweist. Im Zusammenhang mit höherlastigen Testzyklen reduzieren sich diese Potenziale zusätzlich.

Die Umsetzung klopfreduzierender Maßnahmen muss in Zukunft bei Downsizing-Motoren verstärkt in den Fokus der Entwicklung rücken. Die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses mit Steigerung der effektiven Mitteldrücke ist aus Sicht des Wirkungsgrades kein adäquates Mittel. Es kann gezeigt werden, dass eine Anhebung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses von 9,0 auf 11,0 Wirkungsgradvorteile von über 4 % bis zu einer Last von 15 bar indiziertem Mitteldruck bewirkt. Trotz der klopfbedingt späteren Schwerpunktlagen übersteigt der Verlust dieser erst ab Mitteldrücken von 21 bar die Vorteile der höheren Verdichtung und führt somit zu einem Verbrauchsnachteil. Die Steigerung der Verdichtung ist demnach auch für den Betrieb in höherlastigen Fahrzyklen von immenser Bedeutung.

Beschränkt wird die Verdichtung brennverfahrensseitig durch die maximal zulässige Schwerpunktlage und damit die Stabilität sowie die Abgastemperaturen an der Volllast. Aus systemtechnischer Sicht ist außerdem eine Limitierung durch das maximale Zündspannungsangebot des Zündsystems gegeben. Zur Bewertung der notwendigen Zündspannung wurden Messungen mit verschiedenen Elektrodenabständen durchgeführt. Auf Basis der Messungen und dem Paschen-Gesetz konnte eine Näherungsformel für den Zündspannungsbedarf in Abhängigkeit des Elektrodenabstandes und der Dichte im Brennraum zum Zündzeitpunkt abgeleitet werden. Beide Parameter gehen linear in die Berechnung der Sekundärspannung ein.

Für eine Umsetzung am Vollmotor sind verschiedene klopfreduzierende Maßnahmen bewertet worden. Das späte Einlassschließen erlaubt über eine Reduktion der Prozesstemperaturen die Verschiebung der Schwerpunktlagen hin zu früheren Werten. Insbesondere im Spülbereich bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten ergeben sich allerdings bei üblichen Einspritzlagen signifikante Verbrauchsnachteile und hohe Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe. Mithilfe der Messungen mit schneller Flammen-Ionisation konnte dieser Verbrauchsnachteil eindeutig auf das Durchspülen von Kraftstoff während der Ventilüberschnittphase zurückgeführt werden. Diese

Nachteile lassen sich auf Basis der am Einzylinder gewonnenen Erkenntnisse mittels einer optimierten Einspritzstrategie mit Doppeleinspritzung vermeiden. Die klopfreduzierende Wirkung des späten Einlassschließens erhöht die Potenziale von reduzierten Spülraten bei höheren Lasten, da eine Verringerung des Ventilüberschnitts eine geringere Spätverstellung der Schwerpunktlage notwendig macht.

Alternativ können die Prozesstemperaturen über eine Verdünnung mit gekühltem Abgas gesenkt werden. Das Potenzial zur Frühverstellung wurde am Einzylindermotor sowohl für eine Entnahme des Abgases vor als auch nach 3-Wege-Katalysator untersucht. In diesem Zusammenhang zeigt die Entnahme nach Katalysator bei gleicher Abgasrückführtrate Vorteile in der erreichbaren Frühverstellung der Schwerpunktlage, jedoch Nachteile im Wirkungsgrad infolge der Umsetzung sämtlicher Kohlenmonoxid- und HC-Emissionen. Im Vergleich zum späten Einlassschließen lassen sich bei ähnlicher Anforderung an das Aufladesystem mit einer Entnahme nach Katalysator vergleichbare Schwerpunktlagen erzielen.

Bei einer Verdünnung mit Luft konnte trotz Absenkung der Prozesstemperaturen kein positiver Einfluss auf die Schwerpunktlage der Verbrennung festgestellt werden. Die Instabilität der Verbrennung führt analog zur Verdünnung mit Abgas zu einer höheren zyklischen Streuung der Schwerpunktlagen und der Klopfindizes. Die bei Abmagerung vereinzelt auftretenden Arbeitsspiele mit sehr starkem Klopfen verhindern eine Frühverstellung der mittleren Schwerpunktlage. Bei entsprechenden Verdünnungsraten ergeben sich höhere, bei Betrachtung über den Anforderungen an das Aufladesystem ähnliche Wirkungsgradpotenziale wie für die Verdünnung mit Abgas. Die Laufgrenze wird allerdings infolge der weiterhin späten Schwerpunkte früher erreicht, sodass die Verdünnung mit Abgas jener mit Luft bei hoher Last vorzuziehen ist. Weitere Vorteile ergeben sich mit AGR durch die Beibehaltung des Abgasnachbehandlungssystems mit 3-Wege-Katalysator.

Eine Stabilisierung des Verbrennungsprozesses aufgrund der früheren Schwerpunktlagen konnte weder mit SES noch mit AGR erreicht werden. Beide Maßnahmen führen zu einer Verlängerung der Brenndauer und heben somit den Vorteil durch den früheren Schwerpunkt auf. Die Abgastemperatur kann durch die Frühverstellung reduziert werden.

Auf Basis der Ergebnisse der Einzylinderuntersuchungen und 1d-Strömungssimulationen wurde eine Erhöhung der Verdichtung in Kombination mit spätem Einlassschließen am Vollmotor ausgelegt und umgesetzt. Der Verlust von Drehmoment im unteren Drehzahlbereich wird instationär durch eine minimale Hybridisierung mittels Riemen-Starter-Generator ausgeglichen. Am Vollmotor wurden verschiedene Betriebsstrategien für optimales Ansprechverhalten und optimalen Verbrauch mit und ohne Mehrfacheinspritzung zur Reduktion der durchgespülten Kraftstoffmasse bewertet. Der Verbrauch im Minimalpunkt lässt sich bei dynamisch optimierter Bedatung um 3,7% reduzieren. Das optimierte Brennverfahren erlaubt Verbrauchsvorteile im NEFZ von nahezu 5%, von denen im WLTC trotz der höheren Lasten knapp über 4% verbleiben. Der Drehmomentverlust bei niedrigen Drehzahlen kann durch intensivierete Nachreaktionen infolge des Durchspülens von Kraftstoff ab 1500 min^{-1} vollständig kompensiert werden. Die minimale Hybridisierung ist in der Lage, unterhalb dieser Drehzahl den Drehmomentverlust auszugleichen. Die Einhaltung sowohl der Stabilitäts- als auch der Abgastemperaturgrenze lässt sich im gesamten Motorkennfeld sicherstellen. Letztere macht eine geringe Anfettung im Nennleistungsbereich bei einer zulässigen maximalen Abgastemperatur von 1030°C notwendig. Die eigentliche

Begrenzung des Brennverfahrens stellt das sporadische Auftreten von Vorentflammungen mit extrem hohen Zylinderspitzen drücken dar.

Zur Reduktion des Anfettungsbedarfs bei hoher Last wurden am Vollmotor die Verdünnung mit gekühltem Abgas und der Einsatz eines Abgasturboladers mit erhöhter Turbineneintrittstemperatur untersucht. Beide Maßnahmen ermöglichen bei der Ausgangsverdichtung eine signifikante Anhebung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses. Hierdurch lassen sich Verbrauchsvorteile von bis zu 16 % im Bereich der Nennleistung erzielen. Die Vorteile fallen dabei für einen Betrieb mit AGR etwas höher aus, da die klopfreduzierende Wirkung durch die Absenkung der Prozesstemperaturen geringfügig frühere Schwerpunktlagen erlaubt. Begrenzt wird die Reduktion des Anfettungsbedarfs mittels Hochdruck-AGR lediglich bei niedrigeren Drehzahlen durch das fehlende Spülgefälle. Hier ist weiterhin eine Anfettung von maximal 5 % erforderlich. Die Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur erlaubt einen stöchiometrischen Betrieb im gesamten Motorkennfeld.

Die vorliegende Arbeit zeigt, wie im Zusammenhang mit extremem Downsizing Freiheitsgrade, die durch eine Optimierung des Antriebsstranges entstehen, genutzt werden können, um weitere Verbrauchspotenziale auf Seiten des Verbrennungsmotors zu erschließen. Grundlage bildet hierbei eine detaillierte Analyse des gesamten Betriebsbereichs des Versuchsträgers mithilfe von Messungen am Einzylinder-, Vollmotor und Demonstratorfahrzeug sowie begleitende 1d-Strömungs- und Zyklussimulationen.

Ausblick

Das größte Wirkungsgradpotenzial verspricht infolge der Wirksamkeit im gesamten Motorkennfeld eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses. Die konsequente Umsetzung von Maßnahmen zur Reduktion der Klopfneigung muss daher in Zukunft verstärkt im Fokus der Entwicklung stehen. Gegenstände weiterer Untersuchungen könnten in diesem Zusammenhang z. B. eine Kombination aus Saugrohreinspritzung von Ottokraftstoff und zusätzlicher Direkteinspritzung von Alkoholkraftstoff oder eine zusätzliche Wassereinspritzung sein.

Inwieweit die beschriebenen Vorteile einer Niederdruck-Abgasrückführung bei niedriger Drehzahl und hoher Last an einem Vollmotor genutzt werden können, hängt in erster Linie von dem verwendeten Aufladesystem und anderen systemtechnischen Herausforderungen wie der Detektion der AGR-Raten oder der Sicherstellung der Abgasrückführung im transienten Motorbetrieb ab. Die zugehörigen Untersuchungen lassen sich nur an einem Vollmotor durchführen und müssen stets im Kontext des zugrunde gelegten Gesamtantriebsstrangkzeptes bewertet werden. Der Hauptfokus solcher Untersuchungen sollte auf der Regelstrategie des Luftsystems für eine optimale Einstellung der AGR-Raten unter allen Betriebsbedingungen liegen.

Des Weiteren sind detaillierte Untersuchungen der Entstehungsmechanismen und Ursachen für das sporadische Auftreten von Vorentflammungen bei Hochaufladung sinnvoll. Die Beobachtungen im Rahmen dieser Arbeit lassen vermuten, dass dem Eintrag von Schmieröl in den Brennraum über den Abgasturbolader sowie dem Spritzbild des Injektors Schlüsselrollen zukommen. Vor al-

lem aufgrund der Einschränkung weiteren Downsizings und des Verdichtungsverhältnisses ist eine Entwicklung von Abhilfemaßnahmen zur Reduktion der Vorentflammungsneigung unerlässlich.

Weiterführend wäre es sinnvoll die vorgestellte Methodik für andere vielversprechende wirkungsgradsteigernde Maßnahmen abseits des Downsizings, wie z. B. geschichtete Brennverfahren oder den Vergleich verschiedener Maßnahmen am Dieselmotor einzusetzen.

Literaturverzeichnis

- [Alt 2006] ALT, M.: *Synergiepotentiale von Benzin-Direkteinspritzung in Verbindung mit weiteren verbrauchsreduzierenden Technologien*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2006
- [Attard u. a. 2011] ATTARD, W.P. ; BASSETT, M. ; PARSONS, P. ; BLAXILL, H.: A New Combustion System Achieving High Drive Cycle Fuel Economy Improvements in a Modern Vehicle Powertrain. In: *SAE Technical Paper* (2011), Nr. 2011-01-0664
- [Bargende und Greiner 2003] BARGENDE, M. ; GREINER, R.: *Verbrennungsmotoren II*. 2003. – Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
- [Beister und Smalig 2005] BEISTER, U.-J. ; SMALIG, R.: Verbesserte Verbrennung durch Wasserstoffanreicherung – Ein vielversprechendes Konzept für den homogenen Magerbetrieb. In: *Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005), Nr. 10, S. 784–791
- [Bellenoue 2007] BELLENOUE, S.M.: Spark Plug and Corona Abilities to ignite stoichiometric and lean Methane/Air Mixtures. In: *Combustion Science and Technology* (2007), Nr. 179, S. 477–496
- [Berns u. a. 2010] BERNS, S. ; HAMMER, J. ; BENNINGER, K. ; KLENK, M. ; FREI, R.: Reduzierung der CO₂-Emissionen bei guter Fahrbarkeit – Vorschläge zur Gesamt-Optimierung des Antriebsstrangs. In: *31. Internationales Wiener Motorensymposium 2010*, 2010, S. 290–311
- [Betzler 2010] BETZLER, P.: *Abgasnachreaktion*. 2010. – Robert Bosch GmbH intern
- [Blizard und Keck 1974] BLIZARD, N. C. ; KECK, J. C.: Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines. In: *SAE Technical Paper* (1974), Nr. 740191
- [Brandt u. a. 2006] BRANDT, M. ; RAUSCHER, M. ; LEJSEK, D. ; NAU, M. ; BÄUERLE, M.: Scavenging to improve Low-End Torque of a Direct Injected Turbocharged SI-Engine. In: *18. Internationale AVL Konferenz 'Motor & Umwelt'*, 2006
- [Brandt u. a. 2010] BRANDT, M. ; WINTRICH, T. ; RAATZ, T. ; MIERSCH, J. ; WIEGAND, C.: Downsizing und Hybridisierung: Konkurrierende Systeme oder die Kombination für zukünftige Antriebsstränge. In: *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2010, S. 1–17
- [Brettschneider 1979] BRETTSCHEIDER, J.: Berechnung des Luftverhältnisses λ von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf λ . In: *Bosch Technische Berichte Band 6 Heft 4* (1979)

- [Brüggemann und Hüttl 2009] BRÜGGEMANN, D. ; HÜTTL, C.: Stand der Entwicklung bei der Laserzündung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 3, S. 228–231
- [Budack u. a. 2009] BUDACK, R. ; KUHN, M. ; TROST, W. ; POIDA, R.: Vorteile auslasseseitiger Ventiltriebsvariabilitäten beim Turbomotor. In: *HdT – Variable Ventilsteuerung* (2009), S. 319–336
- [Bunsen u. a. 2007] BUNSEN, E. ; GROTE, A. ; WILLAND, J.: Vom variablen Ventiltrieb zum hocheffizienten Brennverfahren. In: *MTZ-Konferenz Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, 2007, S. 177–191
- [Burkhardt und Bargende 2006] BURKHARDT, C. ; BARGENDE, M.: Eine praktische Methode zur Bestimmung des realen Verdichtungsverhältnisses. In: *Klopfregelung für Ottomotoren II* (2006), Nr. 74, S. 119–136
- [Burluka u. a. 2004] BURLUKA, A.A. ; LIU, K. ; SHEPPARD, C.G.W. ; SMALLBONE, A.J. ; WOOLLEY, R.: The Influence of Simulated Residual and NO Concentrations on Knock Onset for PRFs and Gasolines. In: *SAE Technical Paper* (2004), Nr. 2004-01-2998
- [Dahnz u. a. 2009] DAHNZ, C. ; HAN, K.-M. ; MAGAR, M.: Vorentflammung bei Ottomotoren. 2009 (931). – Forschungsbericht. FVV
- [De Jaegher 1976] DE JAEGER, P.: *Einfluss der Stoffeigenschaften der Verbrennungsgase auf die Motorprozessrechnung*, Technische Universität Graz, Dissertation, 1976
- [DIN EN 228 2000] DIN EN 228, 2000-02: *Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Unverbleite Otto-kraftstoffe – Anforderungen und Prüfverfahren*. Februar 2000
- [Eichlseder u. a. 2007] EICHLSEDER, H. ; HAUSBERGER, S. ; WIMMER, A.: Zukünftige Otto-DI-Brennverfahren – Thermodynamische Potenziale und Grenzen im Vergleich zu Dieselmotoren. In: *MTZ-Konferenz Motor*, 2007, S. 277–290
- [Fischer 2000] FISCHER, G.D.: *Expertenmodell zur Berechnung der Reibverluste von Ottomotoren*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2000
- [Flierl u. a. 2009] FLIERL, R. ; SCHMITT, S. ; HANNIBAL, W.: First Test Results of a 1-Cylinder Engine with Variable Compression Ratio, Fully Mechanically Variable Inlet and Exhaust Valve Actuation. In: *SAE Technical Paper* (2009), Nr. 2009-01-1836
- [Franzke 1981] FRANZKE, D. E.: *Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze*, Technische Universität München, Dissertation, 1981
- [Freen 2005] FREEN, P.D.: Radio Frequency Electrostatic Ignition System Feasibility Demonstration. 2005. – Forschungsbericht. Energy Innovations Small Grant (EISG) Program
- [Freier und von Kietzell 2003] FREIER, R. ; KIETZELL, P. von: Kolbenbelastung durch klopfende Verbrennung. In: *Klopfregelung für Ottomotoren - Haus der Technik Fachbuch* (2003)
- [Fricke 2007] FRICKE, F.: *Untersuchungen zu aufgeladenen ottomotorischen Magerbrennverfahren*, RWTH Aachen, Dissertation, 2007

- [Ganser 2007] GANSER, J.: Hochlast-AGR am turboaufgeladenen Ottomotor. In: *MTZ Konferenz Motor 2007*, 2007, S. 263–276
- [Ganser u. a. 2007] GANSER, J. ; BLAXILL, H. ; CAIRNS, A.: Hochlast-AGR am turboaufgeladenen Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 68 (2007), Nr. 7-8, S. 564–569
- [Gherghiu 2010] GHERGHU, V.: Enhancemet potential of the thermal conversion efficiency of ICE cycles by using of a real Atkinson cycle implementation and (very) high pressure turbo charging. In: *FISITA World Automotive Congress*, 2010
- [Golloch 2005] GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2005
- [Golloch und Merker 2005] GOLLOCH, R. ; MERKER, G.P.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Stand der Technik und zukünftige Konzepte. In: *Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005)
- [Graf und Lauer 2011] GRAF, J. ; LAUER, T.: Innovative Zündsysteme. 2011 (1008). – Forschungsbericht. FVV
- [Grandin und Angström 1999] GRANDIN, B. ; ANGSTRÖM, H.E.: Replacing Fuel Enrichment in a Turbo Charged SI Engine: Lean Burn or Cooled EGR. In: *SAE Technical Paper* (1999), Nr. 1999-01-3505
- [Grandin u. a. 1998] GRANDIN, B. ; ANGSTRÖM, H.E. ; STALHAMMAR, P. ; OLOFSON, E.: Knock Supression in a Turbocharged SI Engine by Using Cooled EGR. In: *SAE Technical Paper* (1998), Nr. 982476
- [Grandin u. a. 2002] GRANDIN, B. ; DENBRATT, I. ; BOOD, J. ; BRACKMANN, J.C. ; BENGTSSON, P.E. ; GOGAN, A. ; MAUSS, F. ; SUNDEN, B.: Heat release in the end-gas prior to knock in lean, rich and stoichiometric mixtures with and without EGR. In: *SAE Technical Paper* (2002), Nr. 2002-01-0239
- [Grill 2006] GRILL, M.: *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2006
- [Grimaldi u. a. 2007] GRIMALDI, F. ; GERVAIS, D. ; MARCHAL, A. ; FLOCH, A.: Single-cylinder Experiments for Downsizing-Oriented SI Concepts: GDI and VVL Thermodynamic Comparison. In: *SAE Technical Paper* (2007), Nr. 2007-24-0013
- [Gross 2010] GROSS, V.: *Untersuchung der laserinduzierten Zündung an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2010
- [Groves und Bjorkhaug 1986] GROVES, W.N. ; BJORKHAUG, M.: Stratified Exhaust Gas Recirculation in a S.I. Engine. In: *SAE Technical Paper* (1986), Nr. 860318
- [Haenel u. a. 2012] HAENEL, P. ; KLEEBOERG, H. ; TOMAZIC, D. ; DOLAN, S.: Investigation Regarding the Influence of a Catalytic Combustion Chamber Coating on Gasoline Combustion Characteristics, Emission Formation and Engine Efficiency. In: *SAE Technical Paper* (2012), Nr. 2012-01-1097

- [He u. a. 2008] HE, X. ; DURRETT, R. P. ; SUN, Z.: Late Intake Valve Closing as an Emissions Control Strategy at Tier 2 Bin 5 Engine-Out NOx Level. In: *SAE Technical Paper* (2008), Nr. 2008-01-0637
- [Heikes und Trzebiatowski 2012] HEIKES, H. ; TRZEBIATOWSKI, T.: Vergleich der innermotorischen und fahrzeugseitigen Verluste eines modernen Extrem-Downsizing-Ottomotors mit denen eines Downsizing-Dieselmotors auf Grundlage verschiedener Fahrzyklen. In: *Wissenschaftssymposium Automobiltechnik*, 2012, S. 51–66
- [Hettinger 2012a] HETTINGER, A.: *Identifikation der Stellgrößen im Luft- und Kraftstoffpfad und deren Einfluss auf die Steuerung eines aufgeladenen Ottomotors an der Klopfgrenze*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2012
- [Hettinger 2012b] HETTINGER, A.: Miller- und Atkinson-Zyklus als Lösung des Zielkonflikts zwischen optimierter Teillast und reduzierter Klopfneigung im aufgeladenen Motorbetrieb. In: *Direkteinspritzung im Ottomotor, VIII*, 2012
- [Heywood 1988] HEYWOOD, J.B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc., 1988
- [Hinrichs 1988] HINRICHS, H.G.: *Untersuchungen zu einem hochverdichteten Ottomotor mit variablem Verdichtungsverhältnis*, RWTH Aachen, Dissertation, 1988
- [Hires u. a. 1978] HIRES, S. D. ; TABACZYNSKI, R. J. ; NOVAK, J. M.: The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine. In: *SAE Technical Paper* (1978), Nr. 780232
- [Hirsch und Gallatz 2009] HIRSCH, N. ; GALLATZ, A.: Neuartiges Raumzündverfahren mittels Mikrowellenstrahlung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 3, S. 232–237
- [Kaden u. a. 2004] KADEN, A. ; KLUMPP, R. ; ENDERLE, C.: Analyse der Restgasverträglichkeit beim Ottomotor – Ergänzung der Verbrennungsdiagnostik durch die 3D-Motorprozessberechnung. In: *6. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*, 2004, S. 57–67
- [Kawabata u. a. 1999] KAWABATA, Y. ; SAKONJI, T. ; AMANO, T.: The effect of NOx on Knock in Spark-Ignition Engines. In: *SAE Technical Paper* (1999), Nr. 1999-01-0572
- [Küchler 2005] KÜCHLER, A.: *Hochspannungstechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2005
- [Kemmler und Schnaupp 2002] KEMMLER, R. ; SCHNAUPP, U.: Thermodynamischer Vergleich ottomotorischer Brennverfahren unter dem Fokus minimalen Kraftstoffverbrauchs. In: *11. Aachener Kolloquium*, 2002, S. 59–82
- [Kettner u. a. 2006] KETTNER, M. ; NAUWERCK, A. ; SPICHER, U. ; SEIDEL, J. ; LINKENHEIL, K.: Mikrowellenbasiertes Zündprinzip für Ottomotoren mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), Nr. 6, S. 476–480
- [Killmann 2010] KILLMANN, G.: The combustion engine of the Toyota hybrid system. In: *22nd International AVL Conference Engine & Environment*, 2010, S. 130–135

- [Kirsten 2011] KIRSTEN, K.: Variabler Ventiltrieb im Spannungsfeld von Downsizing und Hybridantrieb. In: *32. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2011, S. 311–327
- [Kirwan u. a. 2010] KIRWAN, J.E. ; SHOST, M. ; ROTH, G. ; ZIZELMAN, J.: 3-Cylinder Turbocharged Gasoline Direct Injection: A High Value Solution for Low CO₂ and NO_x Emissions. In: *SAE Technical Paper* (2010), Nr. 2010-01-0590
- [Königstein u. a. 2008] KÖNIGSTEIN, A. ; GREBE, U. D. ; WU, Ko-Jen ; LARSSON, P.: Differenzierte Analyse von Downsizing-Konzepten. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 8, S. 468–476
- [Knorra 2009] KNORRA, U.: Alfa Romeo setzt im 1.8 Tbi-Motor erstmalig Scavenging-Verfahren ein. In: *ATZ online* (2009)
- [Koehler u. a. 2011] KOEHLER, I. ; BLEI, I. ; BRODA, A. ; EILTS, P.: Theoretische Betrachtung und Bewertung von Ladungswechselkenngrößen aktueller und zukünftiger Variabilitäten. In: *4. MTZ-Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, 2011
- [Kopecek 2004] KOPECEK, H.: *Laser Ignition of Gas Engines*, Technische Universität Wien, Dissertation, 2004
- [Korte u. a. 2008a] KORTE, V. ; BLAXILL, H. ; LUMSDEN, G. ; HANCOCK, D.: Downsizing am Beispiel eines 1,2l 3-Zylindermotors. In: *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2008, S. 975–999
- [Korte u. a. 2008b] KORTE, V. ; HANCOCK, D. ; BLAXILL, H.: Downsizing-Motor von Mahle als Technologiedemonstrator – Konzept, Auslegung und Konstruktion. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 1, S. 10–19
- [Korte u. a. 2010a] KORTE, V. ; LUMSDEN, G. ; FRASER, N. ; HALL, J.: 30% Höhere Effizienz bei 50% weniger Hubraum. In: *Motortechnische Zeitschrift* (2010)
- [Korte u. a. 2010b] KORTE, V. ; LUMSDEN, G. ; FRASER, N. ; HALL, J.: The MAHLE Downsizing Engine - High Performance and Low Fuel Consumption. In: *10th Stuttgart International Symposium*, 2010, S. 109–131
- [Kratzsch u. a. 2011] KRATZSCH, M. ; GÜNTHER, M. ; NICKLITZSCH, S. ; MEDICKE, M.: Der Qualitätsgeregelte Ottomotor – ein konsequenter Weg mit Zukunftspotenzial. In: *33. Internationale Wiener Motorensymposium*, 2011, S. 328–349
- [Kuberczyk u. a. 2009] KUBERCZYK, R. ; BERNER, H. ; BARGENDE, M.: Wirkungsgradunterschiede zwischen Otto- und Dieselmotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), S. 82–89
- [Kuberczyk u. a. 2007] KUBERCZYK, R. ; GROTE, A. ; TEETZ, C.: Wirkungsgradoptimaler Ottomotor. 2007 (875). – Forschungsbericht. FVV
- [Kufferath u. a. 2009] KUFFERATH, A. ; STORCH, A. ; HESE, M. ; TSCHÖKE, H.: Potenziale des Zündsystems beim strahlgeführten Brennverfahren mit Piezo-Einspritztechnik. In: *12. Tagung 'Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors'*, GRAZ, 2009, S. 1–24

- [Kulzer 2004] KULZER, A.: *Startoptimierungen eines Ottomotors mit Direkteinspritzung mittels eines thermodynamischen Motorsimulationsmodells*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2004
- [Kulzer u. a. 2006] KULZER, A. ; CHRIST, A. ; RAUSCHER, M. ; SAUER, C. ; WÜRFEL, G. ; BLANK, T.: Thermodynamic Analysis and Benchmark of Various Gasoline Combustion Concepts. 2006 (2006-01-0231). – Forschungsbericht. SAE Technical Paper
- [Lauer und Geringer 2008] LAUER, T. ; GERINGER, B.: Bewertung der Restgastoleranz bei homogenen Brennverfahren für hohe Abgasrückführraten. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 2, S. 154–161
- [Lavoie u. a. 1970] LAVOIE, G.A. ; HEYWOOD, J.B. ; KECK, J.C.: Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines. In: *Combustion Science and Technology* 1 (1970), Nr. 4, S. 313–326
- [Löbber 2006] LÖBBERT, P.: *Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit vollvariablem Ventilhub*, TU Dresden, Dissertation, 2006
- [Lückert u. a. 2011] LÜCKERT, P. ; DOLL, G. ; WALTNER, A.: BlueDIRECT – the innovative technology concept for SI engines at Mercedes-Benz. In: *11th Stuttgart International Symposium*, 2011, S. 1–22
- [Le Berr u. a. 2006] LE BERR, F. ; MICHE, M. ; LE SOLLEC, G. ; LAFOSSAS, F.-A. ; COLIN, G.: Modelling of a Turbocharged SI Engine with Variable Camshaft Timing for Engine Control Purposes. In: *SAE Technical Paper* (2006), Nr. 2006-01-3264
- [Lejsek 2009] LEJSEK, D.: *Berechnung des intationären Wandwärmeübergangs im Hochlauf von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung*, Robert Bosch GmbH, Dissertation, 2009
- [Leroy u. a. 2008] LEROY, T. ; ALIX, G. ; CHAUVIN, J. ; DUPARCHY, A. ; LE BERR, F.: Modeling Fresh Air Charge and Residual Gas Fraction on a Dual Independent Variable Valve Timing SI Engine. In: *SAE Technical Paper* (2008), Nr. 2008-01-0983
- [List 2008] LIST, H.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Wien: Springer-Verlag, 2008
- [Lumsden u. a. 1997] LUMSDEN, G. ; EDDLESTON, D. ; SYKES, R.: Comparing Lean Burn and EGR. In: *SAE Technical Paper* (1997), Nr. 970505
- [Mahr u. a. 2012] MAHR, B. ; TAYLOR, J. ; BASSETT, M.: Kraftstoffverbrauchsvorteile im realen Fahrbetrieb durch Abgasrückführung bei modernen Downsizing-Motoren. In: *Der Antrieb von morgen* (2012)
- [Mandloi 2011] MANDLOI, P.: Simulationsgestützte Entwicklung und Optimierung von SCR-Katalysatoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 72 (2011), Nr. 12, S. 972–977
- [Manz u. a. 2008] MANZ, P.-W. ; DANIEL, M. ; JIPPA, K.-N ; WILLAND, J.: Vorentflammung bei hoch aufgeladenen Turbomotoren, Analyseverfahren und Ergebnisse. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*, 2008, S. 319–330

- [Martensson und Flärdh 2010] MARTENSSON, J. ; FLÄRDH, O.: Modeling the Effect of Variable Cam Phasing on Volumetric Efficiency, Scavenging and Torque Generation. In: *SAE Technical Paper* (2010), Nr. 2010-01-1190
- [Martin 2009] MARTIN, G.: Variable Ventiltriebe für Verbrennungsmotoren zur Veränderung von Ventilhub und Öffnungsdauer. In: *ThyssenKrupp InCar-Projekt* (2009)
- [Merker und Schwarz 2009] MERKER, G. ; SCHWARZ, C.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner/GWF Fachverlage GmbH, 2009
- [Merzbach 1988] MERZBACH, G.: *Bestimmung der Leckage an einem 1-Zylinderversuchsmotor*, TH Darmstadt, Diplomarbeit, 1988
- [Müller u. a. 2007] MÜLLER, R. ; FELDHAUS, G. ; PANTOW, E. ; EDWARDS, S. ; FINKELDEI, T. ; TRAPP, R. ; NEUBAUER, M. ; KAPUS, P.: Reduzierung der CO₂-Emissionen eines Turbo-DI-Ottomotors durch gekühlte AGR und optimierte Regelung des Kühlsystems. In: *16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2007, S. 1089–1108
- [Morel u. a. 1988] MOREL, T. ; RACKMIL, C. I. ; KERIBAR, R. ; JENNINGS, M. J.: Model for Heat Transfer and Combustion In Spark Ignited Engines and its Comparison with Experiments. In: *SAE Technical Paper* (1988), Nr. 880198
- [Nishiyama und Ikeda 2012] NISHIYAMA, A. ; IKEDA, Y.: Improvement of Lean Limit and Fuel Consumption Using Microwave Plasma Ignition Technology. In: *SAE Technical Paper* (2012), Nr. 2012-01-1139
- [Otte 2005] OTTE, R.: *Gemischbildungseffekte bei Doppeleinspritzung an einem DI-Ottomotor*, TU Braunschweig, Dissertation, 2005
- [Palaveev und Dahnz 2009] PALAVEEV, S ; DAHNZ, C.: Selbstzündungsphänomene in Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: *Hdt – Benzin-Direkteinspritzung* (2009)
- [Pischinger 2001] PISCHINGER, F.: Abschlussbericht des SFB 224 Motorische Verbrennung. 2001. – Forschungsbericht. RWTH Aachen
- [Pischinger u. a. 2009] PISCHINGER, R. ; KELL, M. ; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Wien: Springer-Verlag, 2009
- [Pischinger 2000] PISCHINGER, S.: *Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren Band II*. 2000
- [Pischinger u. a. 2002] PISCHINGER, S. ; GEIGER, J. ; NEFF, W. ; BÖWING, R. ; THIEMANN, J. ; KOSS, H.-J.: Einfluss von Zündung und Zylinderinnenströmung auf die ottomotorische Verbrennung bei hoher Ladungsverdünnung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 63 (2002), Nr. 5, S. 388–399
- [Pischinger und Heywood 1988] PISCHINGER, S. ; HEYWOOD, J.B.: A Study of Flame Development and Engine Performance with Breakdown Ignition Systems in a Visualization Engine. In: *SAE Technical Paper* (1988), Nr. 880518

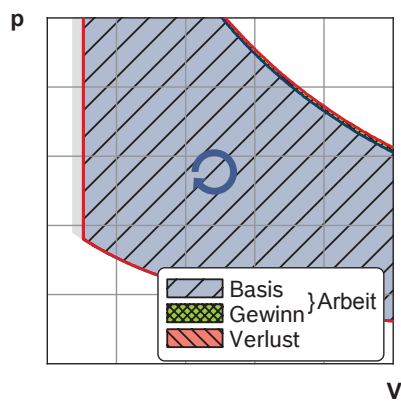
- [Potteau u. a. 2007] POTTEAU, S. ; LUTZ, P. ; LEROUX, S. ; VOGEL, J.B. ; MOROZ, S. ; TOMAS, E.: Cooled EGR for a Turbo SI Engine to Reduce Knocking and Fuel Consumption. In: *SIA Congress Of November 2007*, 2007, S. 1–12
- [Reuter u. a. 1999] REUTER, W. ; BLANK, H. ; KLOTZBACH, P. ; SARI, O.: Innovative AGR-Systeme für direkteinspritzende Otto-Motoren. In: *8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 1999, S. 793–814
- [Sarikoc u. a. 2005] SARIKOC, F. ; KNEIFEL, A. ; XANDER, B. ; KETTNER, M. ; SPICHER, U.: Experimental and Numerical Investigation of Stratified Exhaust Gas Recirculation (EGR) in a Spray Guided DI Gasoline Engine. In: *ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Fall Technical Conference*, 2005, S. 393–404
- [Scheele 1999] SCHEELE, M.: *Potentialabschätzung zur Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades kleinvolumiger Ottomotoren*, DaimlerChrysler AG, Dissertation, 1999
- [Schintzel und Willand 2006] SCHINTZEL, K. ; WILLAND, J.: Klopfphänomene am Beispiel ausgewählter Motoren der Volkswagen AG. In: *Klopfregelung für Ottomotoren II – Haus der Technik Fachbuch* (2006), S. 96–118
- [Schmid und Bargende 2011] SCHMID, A. ; BARGENDE, M.: Erarbeitung von Strategien und Vorgehensweisen zur Erstellung eines wirkungsgradoptimalen ottomotorischen Konzepts für den gesamten Betriebsbereich – Wirkungsgradoptimaler Ottomotor II. 2011 (994). – Forschungsbericht. FVV
- [Schmid u. a. 2011] SCHMID, A. ; GRILL, M. ; BERNER, H.-J. ; BARGENDE, M.: Ein neuer Ansatz zur Vorhersage des ottomotorischen Klopfens. In: *Irreguläre Verbrennung - Tagung Ottomotorisches Klopfen*, 2011, S. 256–277
- [Schmid u. a. 2010] SCHMID, A. ; GRILL, M. ; BERNER, M.: Transiente Simulation mit Scavenging beim Turbo-Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 71 (2010), S. 766–772
- [Schmuck-Soldan u. a. 2012] SCHMUCK-SOLDAN, S. ; CLOOS, L. K. ; CLEARY, D. J. ; SANTOSO, H.: Aufladekonzepte für den Ottomotor der Zukunft. In: *7. MTZ Fachtagung - Der Antrieb von morgen*, 2012, S. 1–32
- [Schneider und Lettmann 2007] SCHNEIDER, F. ; LETTMANN, M.: MAHLE CamInCam, die neue Lösung für variable Ventilsteuerzeiten. In: *16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2007, S. 971–978
- [Schnittger u. a. 2003] SCHNITTGER, W. ; KÖNIGSTEIN, A. ; PRITZE, S. ; POPPERL, M. ; ROTHENBERGER, P. ; SAMSTAG, M.: 2.2 Direct Ecotec Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung von Opel. In: *Motortechnische Zeitschrift* 64 (2003), S. 1010–1019
- [Schutting u. a. 2007] SCHUTTING, E. ; NEUREITER, A. ; FUCHS, C. ; SCHATZBERGER, T. ; KLELL, M. ; EICHLSEDER, H. ; KAMMERDIENER, T.: Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 68 (2007), Nr. 6, S. 480–485
- [Schwarz u. a. 2006] SCHWARZ, C. ; SCHÜNEMANN, E. ; DURST, B. ; FISCHER, J. ; WITT, A.: Potentials of the Spray-Guided BMW DI Combustion System. In: *SAE Technical Paper* (2006), Nr. 2006-01-1265

- [Schwenger 2012] SCHWENGER, C.: Optische Analysemethoden für die Brennverfahrensentwicklung. In: *Wissenschaftssymposium Automobiltechnik*, 2012, S. 31–49
- [Sensa u. a. 2004] SENSE, M. ; SAUERSTEIN, R. ; DINGELA, O. ; KAHRSTEDT, J.: Möglichkeiten und Besonderheiten bei der Darstellung eines Ottomotor Downsizing-Konzeptes mit Direkteinspritzung. In: *9. Aufladetechnische Konferenz*, 2004
- [Sonka 2012] SONKA, A.: *Potenzialanalyse eines Extrem-Downsizing Dreizylinder-Ottomotors mittels eindimensionaler Strömungssimulation*, RWTH Aachen, Diplomarbeit, 2012
- [Spicher 1982] SPICHER, U.: *Untersuchung über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei ottomotorischer Verbrennung*, Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1982
- [Spicher u. a. 2008] SPICHER, U. ; SARIKOC, F. ; HENSEL, S. ; KUBACH, H.: Auswirkungen einer gezielten Inhomogenisierung der externen AGR durch den Ladungswechsel bei neuen Brennverfahren. In: *MTZ Konferenz Motor 2008*, 2008
- [Tabaczynski u. a. 1977] TABACZYNSKI, R. J. ; FERGUSON, C. R. ; RADHAKRISHNAN, K.: A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engine Combustion. In: *SAE Technical Paper* (1977), Nr. 770647
- [Thole 2011] THOLE, J. F.: *Prädiktive Verbrennungs- und Klopfmodellierung an einem Extrem-Downsizing Einzylinder-Forschungsmotor*, TU Braunschweig, Diplomarbeit, 2011
- [Tielkes 1997] TIELKES, U.: *Untersuchung einer geschichteten Abgasrückführung für Ottomotoren*, Universität Hamburg, Dissertation, 1997
- [Trzebiatowski u. a. 2010] TRZEBIATOWSKI, T. ; UHL, M. ; HARNDORF, H.: Untersuchung der Auswirkungen von Hybridisierungsmaßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch und die Stickoxidemissionen eines Downsizing-Dieselmotors. In: *7. VDI-Tagung*, 2010
- [Vangraefschépe und Zaccardi 2007] VANGRAEFSCHEPE, F. ; ZACCARDI, J.: Analysis of destructive abnormal combustion appearing at high load and low engine speed on high performance gasoline engines. In: *SIA conference: the spark ignition engine of the future (Straßbourg, FR)*, 2007
- [Wagner 1999] WAGNER, C.: *Untersuchung der Abgasrückführung an Otto- und Dieselmotor*, TU Darmstadt, Dissertation, 1999
- [Wang u. a. 2012] WANG, C. ; DANIEL, R. ; XU, H.: Research of the Atkinson Cycle in the Spark Ignition Engine. In: *SAE Technical Paper* (2012), Nr. 2012-01-0390
- [Weberbauer u. a. 2005] WEBERBAUER, F. ; RAUSCHER, M. ; KULZER, A. ; KNOPF, M. ; BARGENDE, M.: Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005), Nr. 2, S. 120–124
- [Weinrotter 2006] WEINROTTER, M.: *Laser Ignition of Internal Combustion Engines – Basic Laser and Ignition Optics Developments, Engine Application and Optical Diagnostics*, Technische Universität Wien, Dissertation, 2006

- [Wiegand 2009] WIEGAND, C.: *1D-Simulation eines hochaufgeladenen, an der Klopfgrenze betriebenen Einzylinder-Forschungsmotors*, Universität Stuttgart, Robert Bosch GmbH, Diplomarbeit, 2009
- [Wieske u. a. 2009a] WIESKE, P. ; LÜDDECKE, B. ; EWERT, S. ; ELSÄSSER, A. ; HOFFMANN, H. ; RÜCKAUF, J. ; TAYLOR, J. ; FRASER, N.: Neue Konzepte zur Optimierung des transienten Drehmomentaufbaus und zur Verbrauchsoptimierung von aufgeladenen Ottomotoren. In: *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2009, S. 1041–1058
- [Wieske u. a. 2009b] WIESKE, P. ; LÜDDECKE, B. ; EWERT, S. ; ELSÄSSER, A. ; HOFFMANN, H. ; TAYLOR, J. ; FRASER, N.: Optimierung von Dynamik und Verbrauch beim Ottomotor durch Technikkombinationen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 11, S. 850–857
- [Willand u. a. 2009] WILLAND, J. ; DANIEL, M. ; MONTEFRANCESCO, E. ; GERINGER, B. ; HOFMANN, P. ; KIEBERGER, M.: Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflamungen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 5, S. 422–428
- [Witt 1999] WITT, A.: *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*, Technische Universität Graz, Dissertation, 1999
- [Wittek u. a. 2008] WITTEK, K. ; HABERMANN, K. ; TIEMANN, C. ; PISCHINGER, S. ; ADOLPH, D.: Variable Verdichtung, ein Baustein für effizientes Downsizing. In: *20. Internationale AVL Tagung*, 2008, S. 178–191
- [Worret 2003] WORRET, R.: *Zylinderdruckbasierte Detektion und Simulation der Klopfgrenze mit einem verbesserten thermodynamischen Ansatz*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2003
- [Woschni und Fieger 1981] WOSCHNI, G. ; FIEGER, J.: Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 42 (1981)
- [Zaccardi u. a. 2009] ZACCARDI, J.-M. ; PAGOT, A. ; VANGRAEFSCHPE, F. ; DOGNIN, C. ; MOKHTARI, S.: Optimal Design for a Highly Downsized Gasoline Engine. In: *SAE Technical Paper* (2009), Nr. 2009-01-1794
- [Zacharias 1966] ZACHARIAS, F.: *Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen*, Technische Universität Berlin, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation, 1966
- [Zeldovich 1946] ZELDOVICH, J.: The oxidation of nitrogen in combustion and explosions. In: *European Physical A – Hadrons and Nuclei* 21 (1946), S. 577–628
- [Zellbeck u. a. 2010] ZELLBECK, H. ; RISSE, S. ; ROSS, T.: Abgasturboaufladung – Abgasnachbehandlung – Rekuperation – Effiziente Nutzung der Energie im Abgas. In: *ATZ/MTZ Konferenz – Energie*, 2010, S. 1–19
- [Zovak 2012] ZOVAK, D.: *Optimierung eines hoch aufgeladenen Extrem-Downsizing-Brennverfahrens am Einzylinder-Forschungs-Ottomotor*, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2012

Anhang

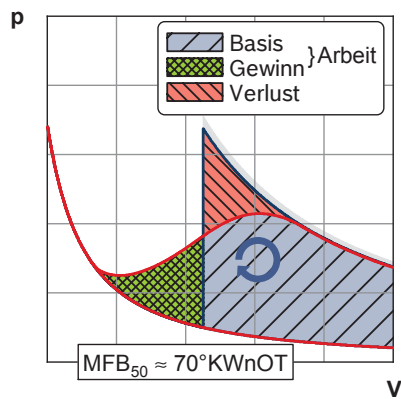
A Grundlagen und Kenntnisstand



Annahmen:

- Isentropenexponent von realer Ladungszusammensetzung
- Stoffdaten bei $T = 20^\circ\text{C}$ und $p = 1\text{ bar}$
- $\kappa = f(\lambda_{Zyl}, X_{res})$
- Wechsel von unverbrannt zu verbrannt in OT
- $\kappa_{Kom} \neq \kappa_{Exp}$
- $\varphi_{Verb} = OT$

Abbildung A1: Verlust durch reale Ladungszusammensetzung als Grenzfall



Annahmen:

- Abkehr vom Gleichraumprozess
- Berücksichtigung des realen Brennverlaufs
- Kompression: $\kappa_u = \text{konstant}$
- Verbrennung: $\kappa_{Verb} = f(x_b) = f(\varphi)$
- Expansion: $\kappa_v = \text{konstant}$

Abbildung A2: Verlust durch realen Brennverlauf bzw. reale Brenndauer als Grenzfall

B Zyklussimulation

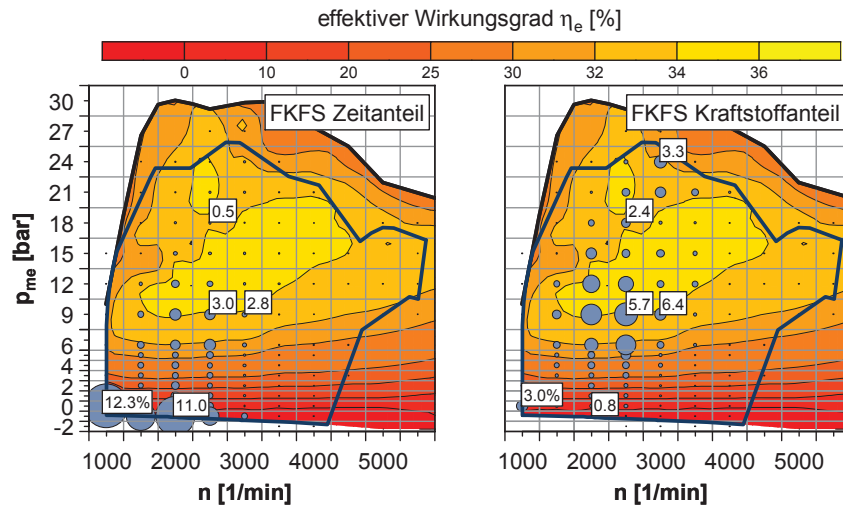


Abbildung B1: Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für die FKFS-Runde

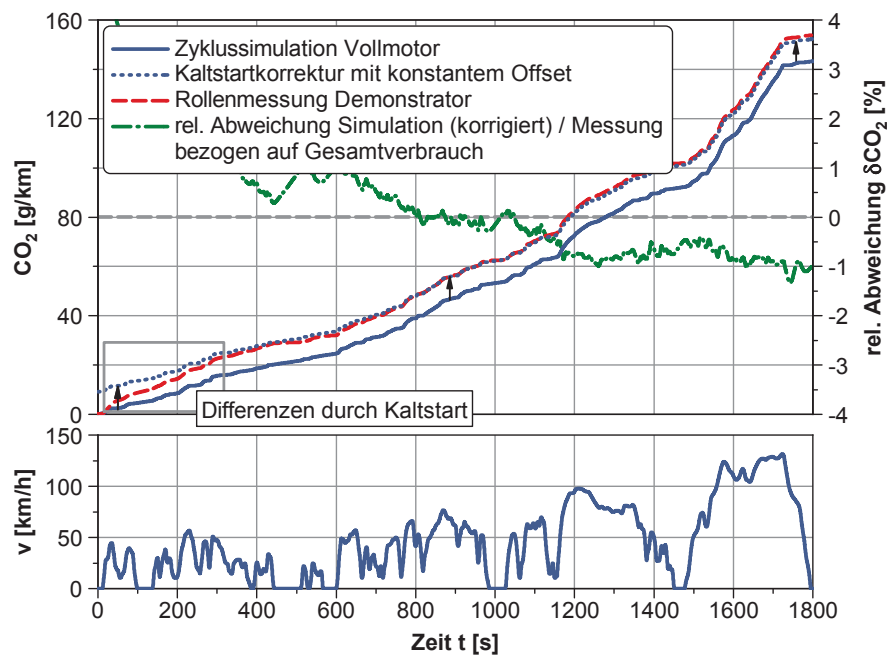


Abbildung B2: Vergleich von Messung am Rollenprüfstand und Zyklussimulation im WLTC

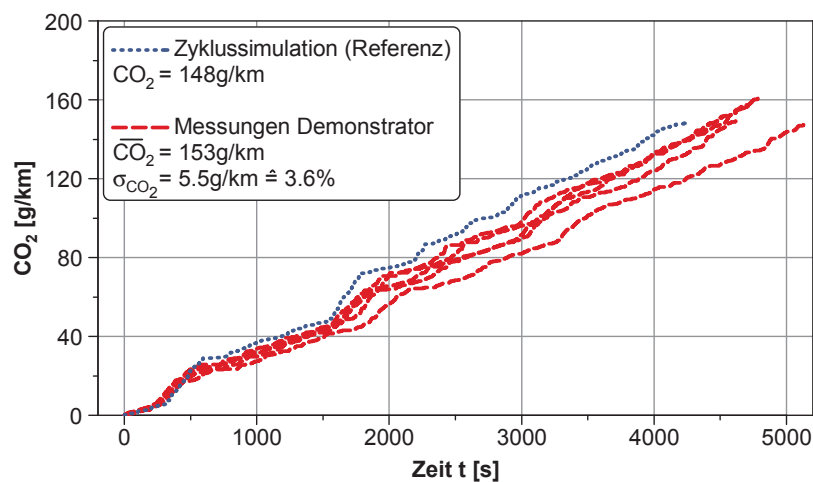


Abbildung B3: Vergleich von Messung von realen Fahrten und Zyklussimulation im FKFS-Zyklus

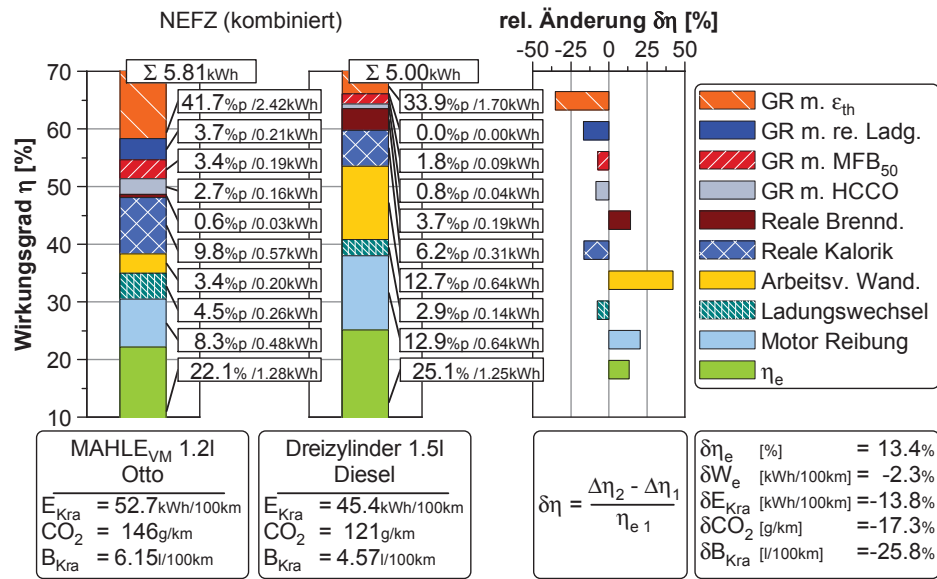
Abbildung B4: Innermotorische Verlustteilung für Otto- (MAHLE_{VM}) und Dieselmotor im NEFZ

Tabelle B1: Vergleich der Kenndaten der verwendeten Versuchsmotoren nach [Kuberczyk u. a., 2007] und [Schnittger u. a., 2003]

| | MAHLE 1,2l | Diesel 1,5l | GM L850 2,2l |
|-----------------------------------|--------------------------------|------------------------------|--------------------|
| Hubraum [cm ³] | 1197 | 1493 | 2198 |
| Zylinderzahl [-] | 3 | 3 | 4 |
| Max. effektiver Mitteldruck [bar] | 30 | 30 | 12,6 |
| Max. Drehmoment [Nm] | 286 | 360 | 220 |
| bei Drehzahl [min ⁻¹] | 1700 - 3500 | 1500 - 2000 | 3800 |
| Nennleistung [kW] | 120 | 108 | 114 |
| bei Drehzahl [min ⁻¹] | 5800 | 4000 | 5600 |
| Verdichtung [-] | 9,25 | 16 | 11,3 |
| Aufladung | BMTS einstufig | zweistufig | keine |
| Gemischaufbereitung | Bosch HDEV5.2 (200 bar) 7-Loch | Bosch CRI3 (2400 bar) 8-Loch | Direkteinspritzung |
| Motorsteuerung | Bosch Motronic MED17 | Bosch Motronic EDC17 | Siemens SIMTEC B1 |

Tabelle B2: Vergleich der Kenndaten der verwendeten Versuchsfahrzeuge nach [Kuberczyk u. a., 2007]

| | MAHLE 1,2l | Diesel 1,5l | GM L850 2,2l |
|------------------------------------|------------|-------------|--------------|
| Fahrzeugmasse [kg] | 1470 | | 1540 |
| Rollwiderstandsbeiwert [-] | 0,0103 | | 0,01 |
| Luftwiderstandsbeiwert [-] | 0,275 | | 0,27 |
| Stirnfläche [m ²] | 2,26 | | - |
| Ganganzahl Getriebe [-] | 6 | | 6 |
| Übersetzung Hinterachsgetriebe [-] | 3,639 | 2,65 | 3,07/3,18 |
| Getriebewirkungsgrad [%] | 98 | | - |

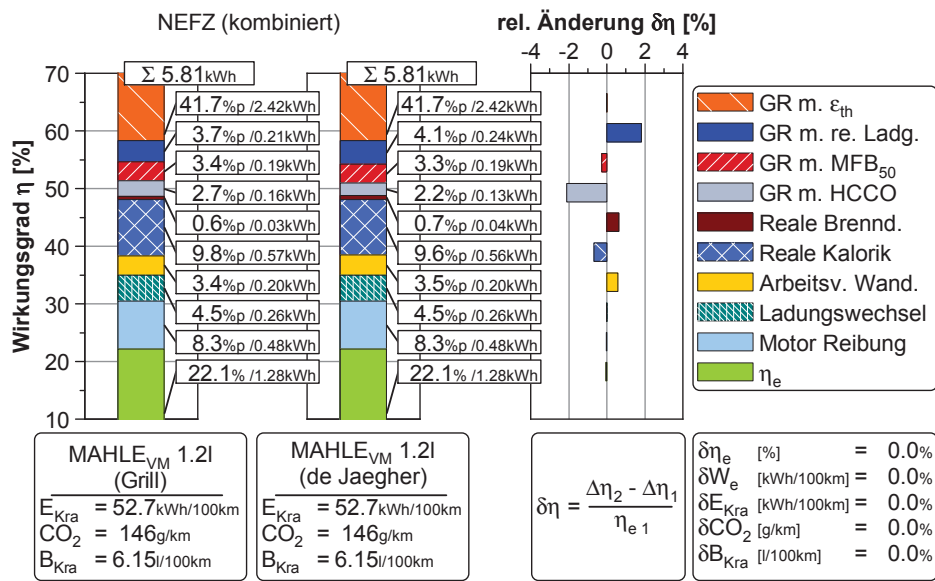


Abbildung B5: Innermotorische Verlustteilung für den Ottomotor (MAHLE_{VM}) mit Berechnung der Kalorik nach [Grill, 2006] oder [De Jaegher, 1976] und [Zacharias, 1966] im NEFZ

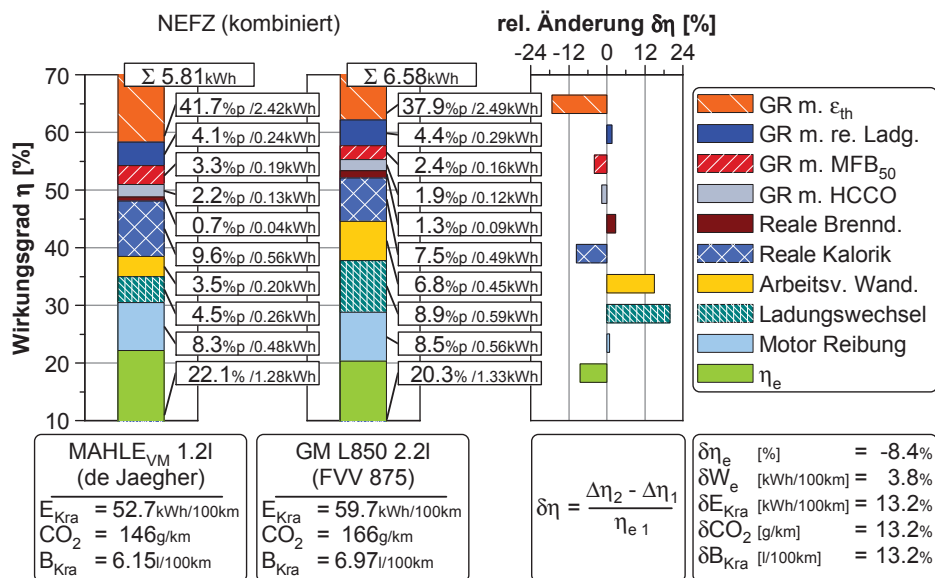


Abbildung B6: Innermotorische Verlustteilung für MAHLE_{VM} 1,2l und GM L850 2,2l nach [Kuberczyk u. a., 2007] im NEFZ mit gleichgestellter Kalorikberechnung

C Maßnahmen zur Entdrosselung im saugmotorischen Betrieb

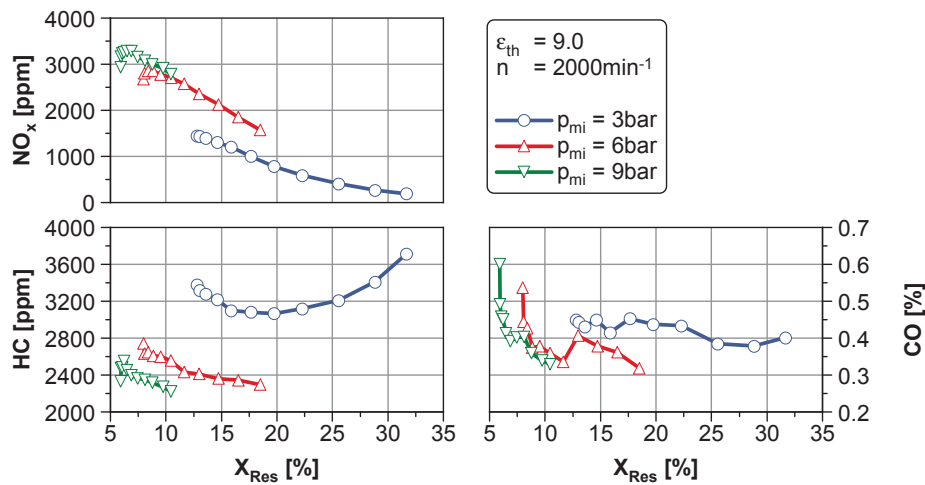


Abbildung C1: Einfluss der internen AGR auf HC-, CO- sowie NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar

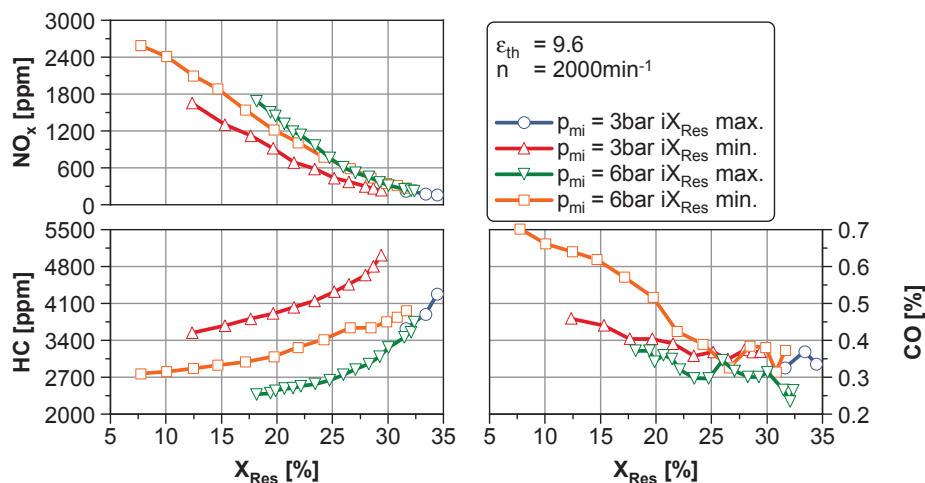


Abbildung C2: Einfluss der externen AGR auf HC-, CO- sowie NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

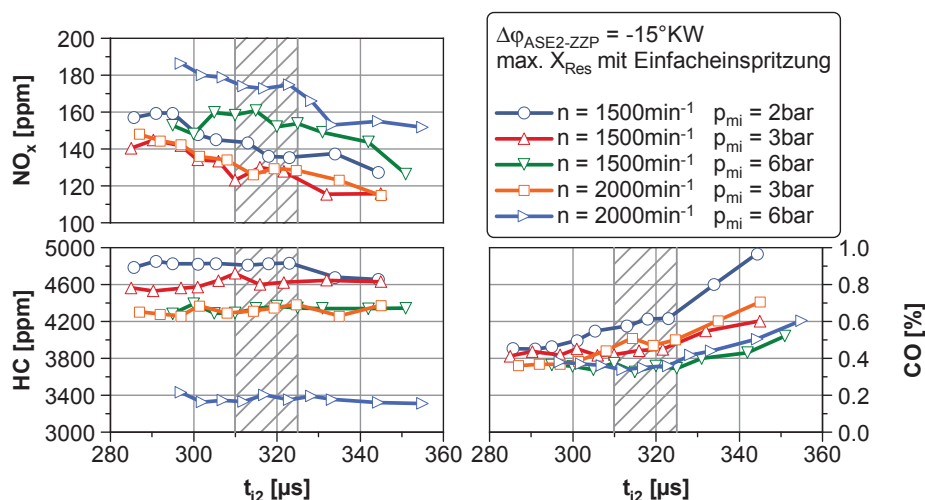


Abbildung C3: Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf HC-, CO- und NO_x -Emissionen bei Abgasrückführung

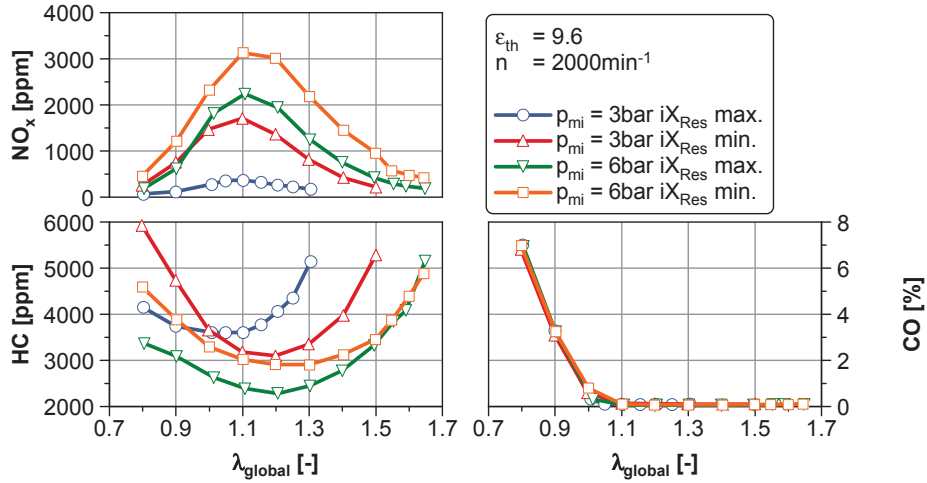


Abbildung C4: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf HC-, CO- und NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar

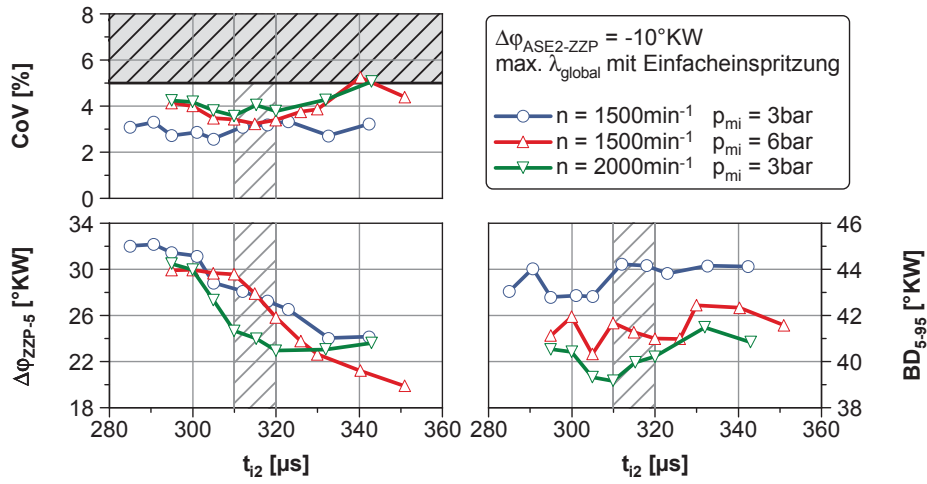


Abbildung C5: Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei Abmagerung

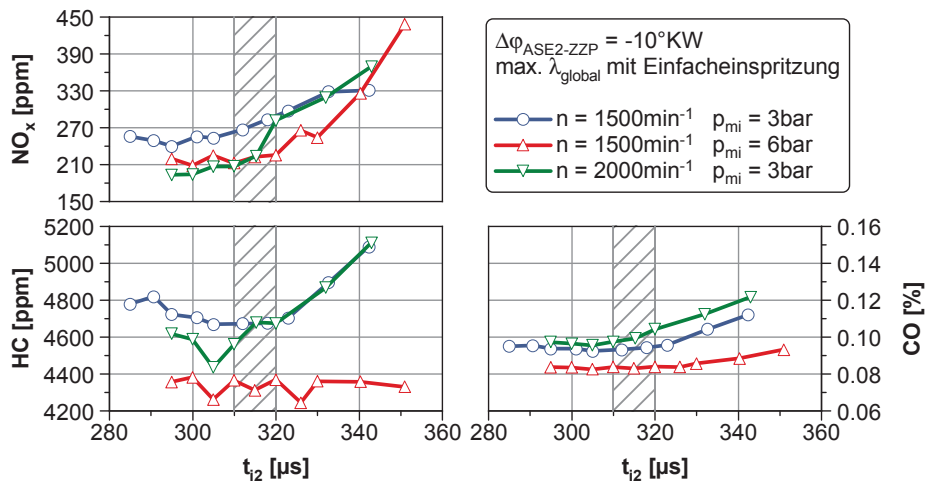


Abbildung C6: Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf HC-, CO- und NO_x -Emissionen bei Abmagerung

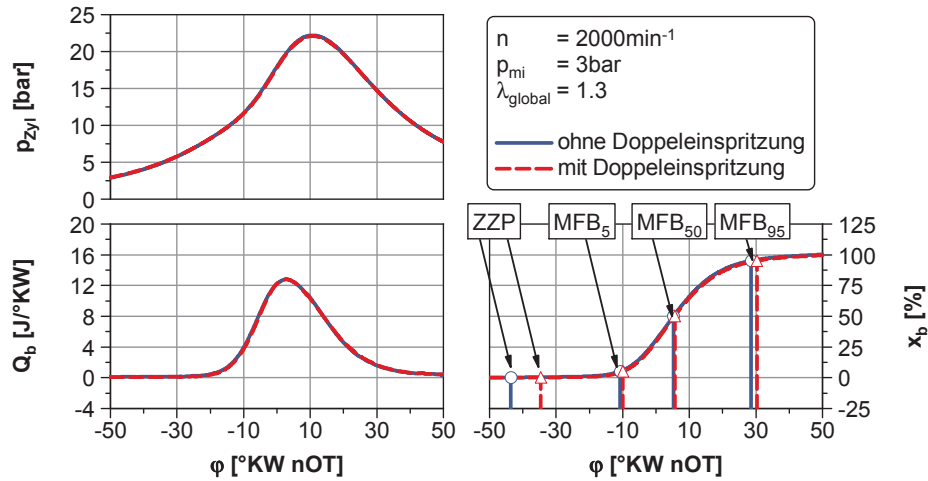


Abbildung C7: Einfluss der 2. Einspritzung auf Zylinderdruck, Brennverlauf und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ und Abmagerung

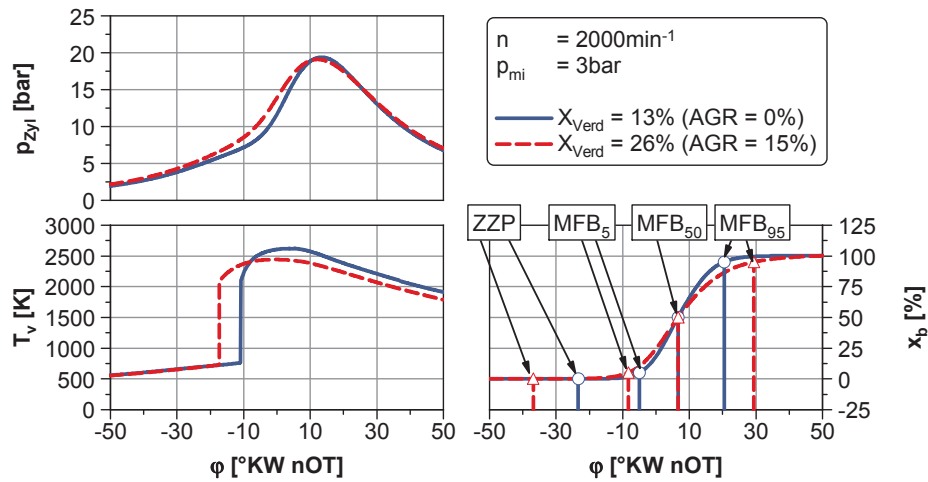


Abbildung C8: Einfluss der Verdünnung auf Zylinderdruck, Temperatur im Verbrannten und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ und Abgasrückführung

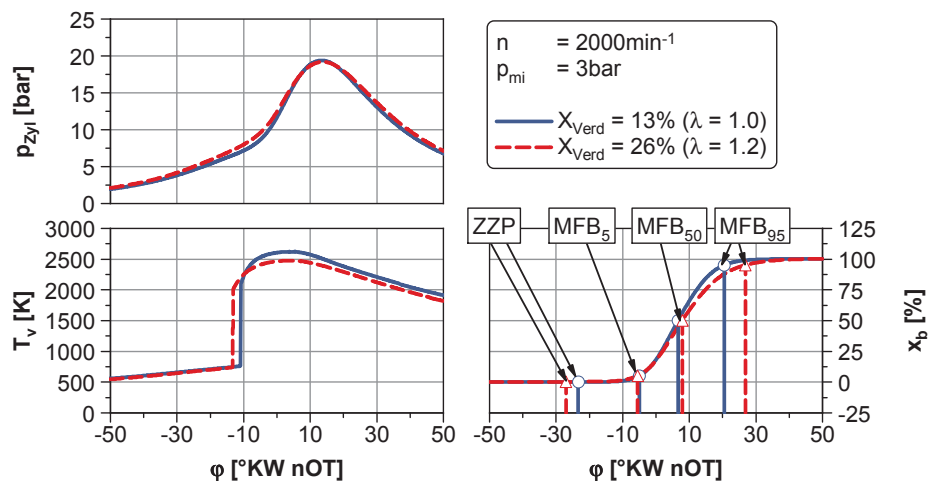


Abbildung C9: Einfluss der Verdünnung auf Zylinderdruck, Temperatur im Verbrannten und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ und Abmagerung

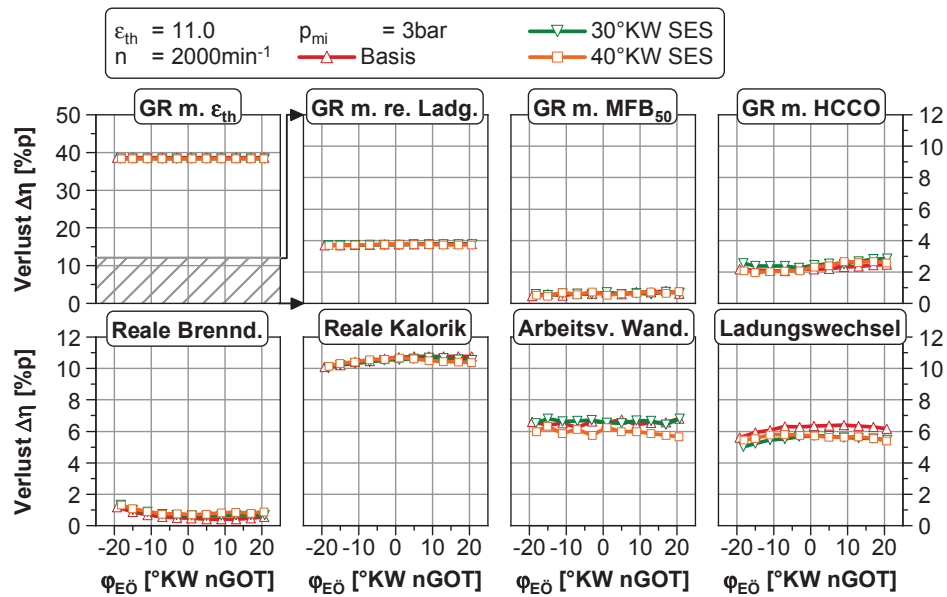


Abbildung C10: Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf die innermotorische Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

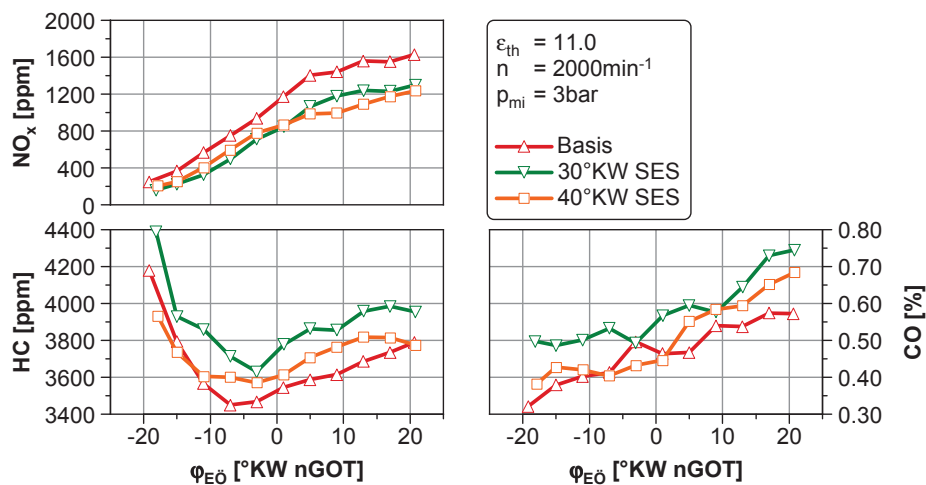


Abbildung C11: Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf HC-, CO- und NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

D Optimierung des Verdichtungsverhältnisses

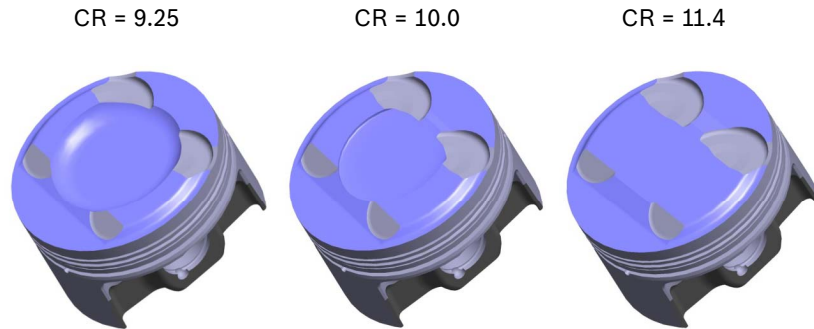


Abbildung D1: Kolbengeometrien der untersuchten Verdichtungsverhältnisse

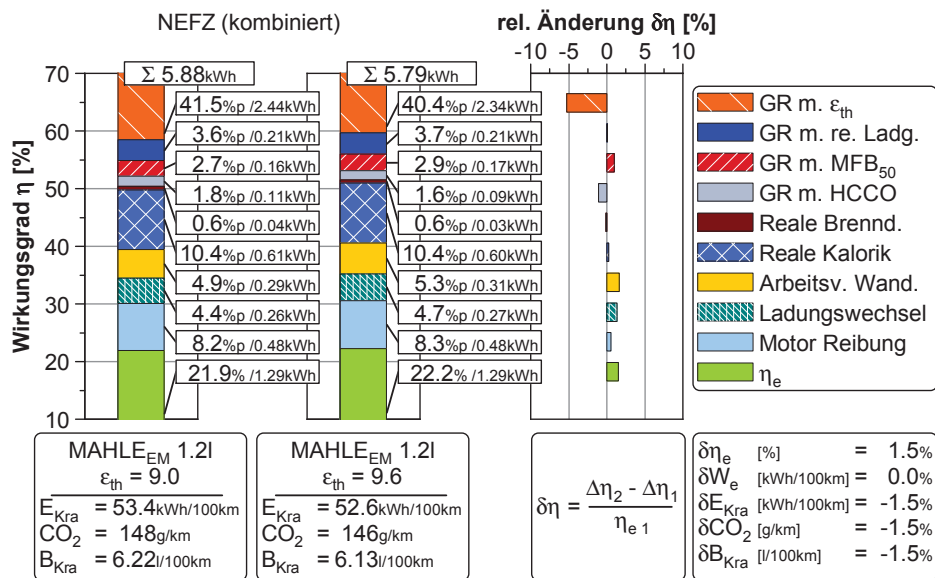


Abbildung D2: Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE_{EM} 1,2l) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 9,6 im NEFZ

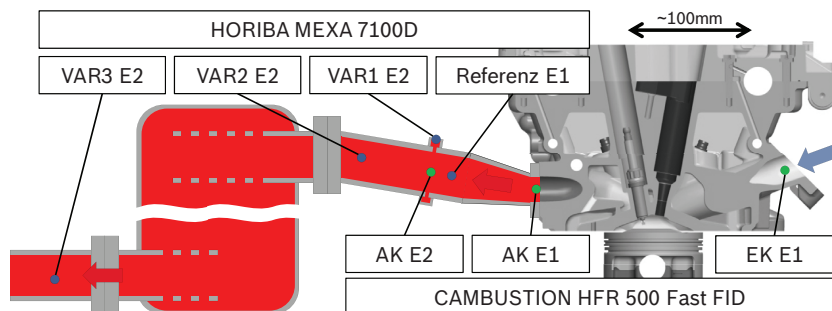


Abbildung D3: Schematische Darstellung der Position der Entnahmesonden im Einlass- und Auslasskanal

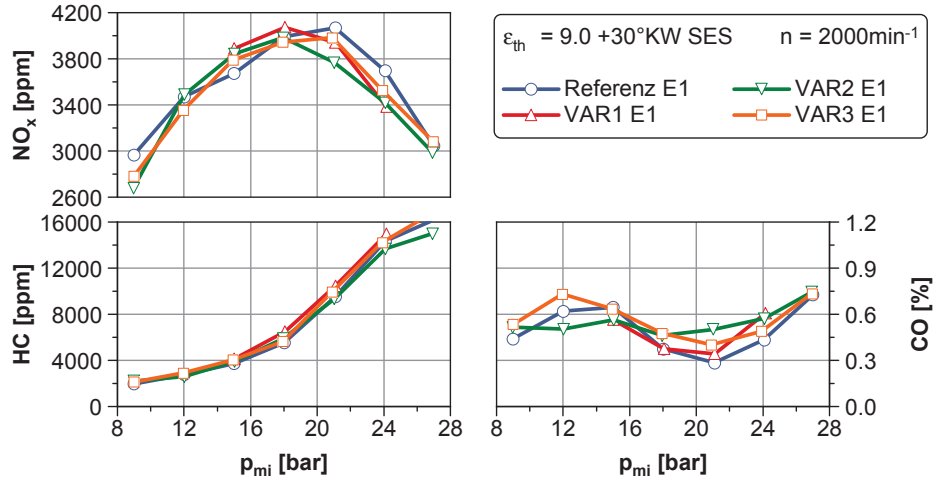


Abbildung D4: Vergleich der gemessenen Emissionen bei einer Abgasentnahme an der ersten Entnahmestelle für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ für die verschiedenen Varianten der zweiten Abgasentnahme

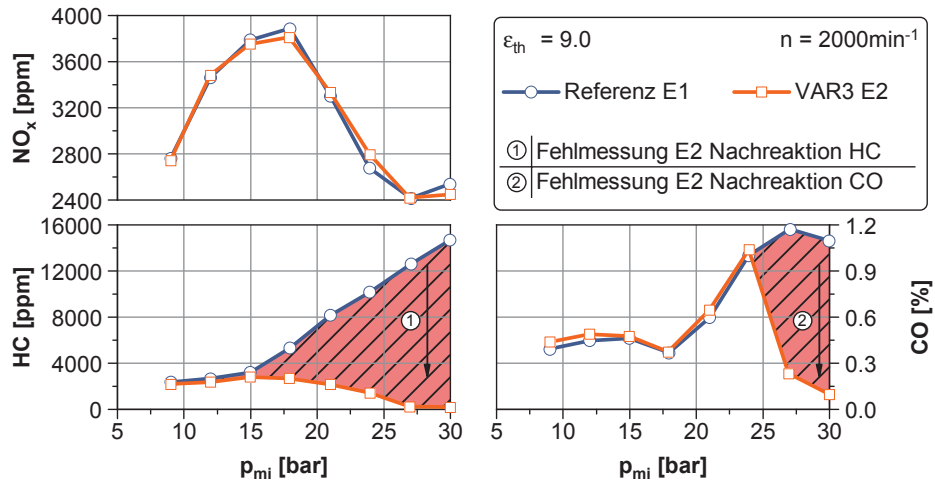


Abbildung D5: Einfluss der Abgasentnahmestelle auf die gemessenen Emissionen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ohne spätes Einlassschließen

Vereinfachtes Mischungsmodell im Einlasstrakt für LWA

Basis für die Berechnung der durchgespülten Kraftstoffmasse m_{Kra} AV bilden die aus der Ladungswechselanalyse berechnete Masse der in das Saugrohr zurückströmenden Luft $m_{\text{L}} \text{ EV}_{\text{rück}}$ und die durchgespülte Luftmasse m_{L} AV. Unter der Annahme, dass die Zylinderladung zum Zeitpunkt des Rückströmens als homogenes Gemisch aus Luft, Restgas und verdampftem Kraftstoff besteht, gilt für das Luft-Kraftstoff-Verhältnis dieser Ladung:

$$\lambda_{\text{rück}} = \frac{m_{\text{L}} + m_{\text{L}} \text{ EV}_{\text{rück}}}{L_{\text{st}} \cdot m_{\text{Kra}}} \quad (8.1)$$

Hierbei steht m_{L} für die im Brennraum nach Einlassschließen gefangene Luftmasse und m_{Kra} für die gesamte eingespritzte Kraftstoffmasse. Die genannte Annahme gilt lediglich für direkteinspritzende Motoren mit saugsynchroner Einspritzung. Unter Berücksichtigung des Mischungsfaktors f_{Mix} ergibt sich nach der Mischung für die gesamte Luftmasse, die den rückgespülten Kraftstoff im Saugrohr beinhaltet:

$$m_L \text{ EV}_{\text{rück Mix}} = \frac{m_L \text{ EV}_{\text{rück}}}{f_{\text{Mix}}} \quad (8.2)$$

Die Höhe des durch das Auslassventil durchgespülten und damit für den Hochdruckprozess verlorenen Kraftstoffes hängt nun davon ab, ob die durchgespülte Luftmasse $m_L \text{ AV}$ größer oder kleiner als diese gemischte Luftmasse ist, welche den Kraftstoff beinhaltet. Wird mehr Luftmasse gespült als durchmischte Luft im Saugrohr verbleibt, so ergibt sich die gespülte Kraftstoffmasse wie folgt:

$$m_{\text{Kra AV}} = \frac{m_L \text{ EV}_{\text{rück}}}{L_{\text{st}} \cdot \lambda_{\text{rück}}} \quad \text{für } m_L \text{ AV} \geq m_L \text{ EV}_{\text{rück Mix}} \quad (8.3)$$

Dies entspricht der vollständigen ins Saugrohr zurückgespülten Kraftstoffmasse. Wird weniger Luftmasse gespült als durchmischte Luft im Saugrohr verbleibt, berechnet sich die gespülte Kraftstoffmasse unter Berücksichtigung des Mischungsfaktors folgendermaßen:

$$m_{\text{Kra AV}} = f_{\text{Mix}} \cdot \frac{m_L \text{ AV}}{L_{\text{st}} \cdot \lambda_{\text{rück}}} \quad \text{für } m_L \text{ AV} < m_L \text{ EV}_{\text{rück Mix}} \quad (8.4)$$

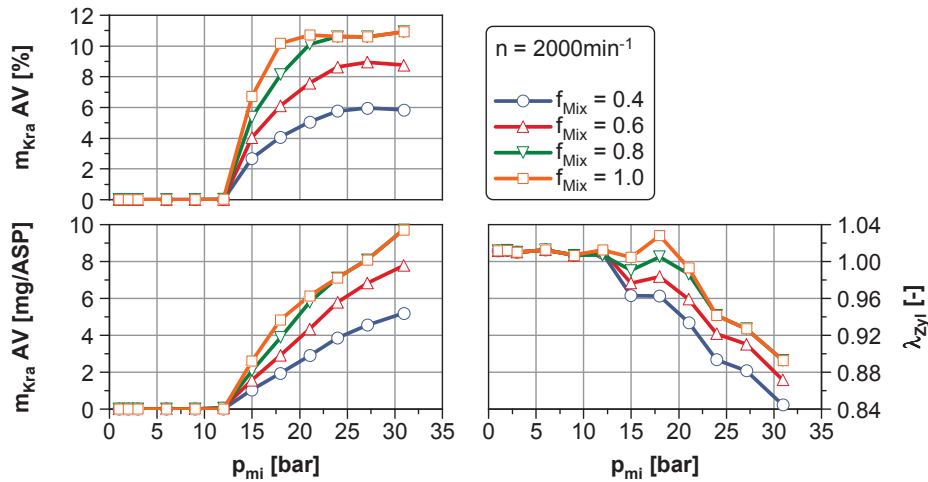


Abbildung D6: Vergleich der durchgespülten Kraftstoffmasse aus der Ladungswechselanalyse für verschiedene Mischungs-faktoren bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

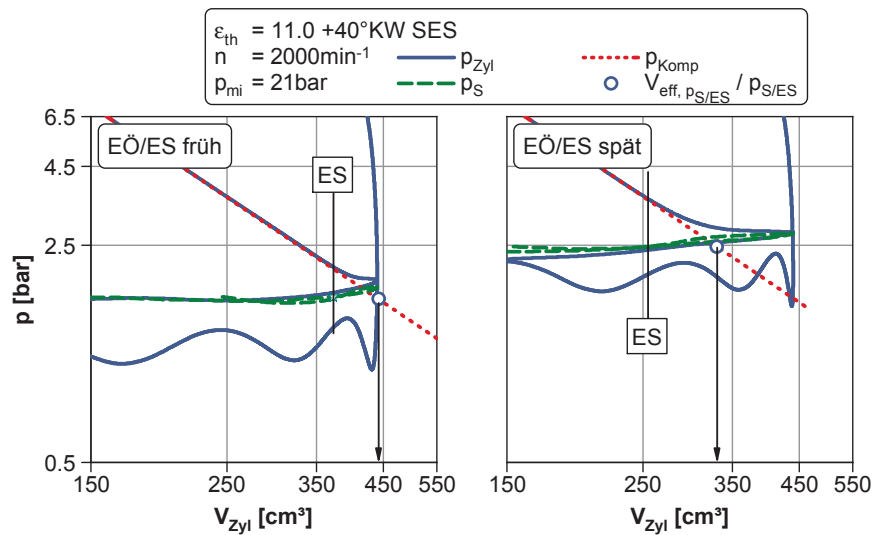


Abbildung D7: Vergleich der frühen und späten Einlasssteuerzeit mit SES im Druck-Volumen-Diagramm bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$

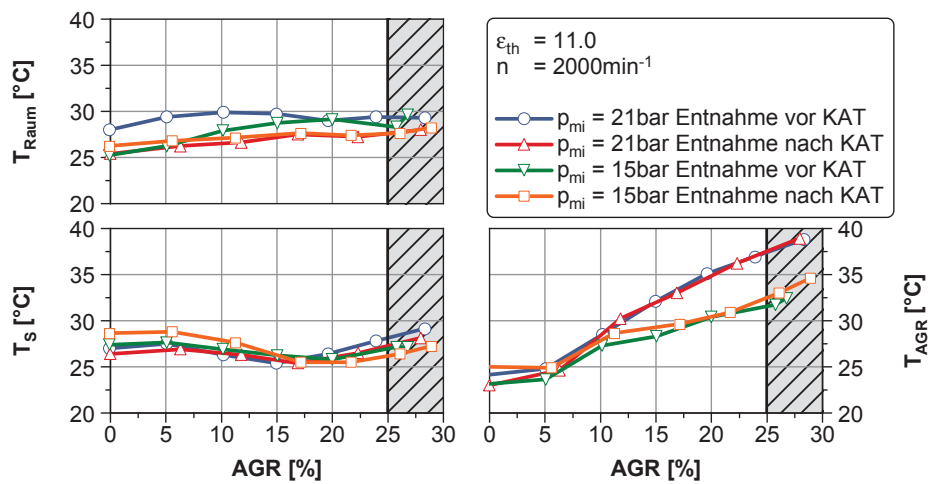


Abbildung D8: Temperatur des rückgeführten Abgases sowie Temperatur im Saugrohr und der Umgebung für die Variationen der AGR-Rate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator

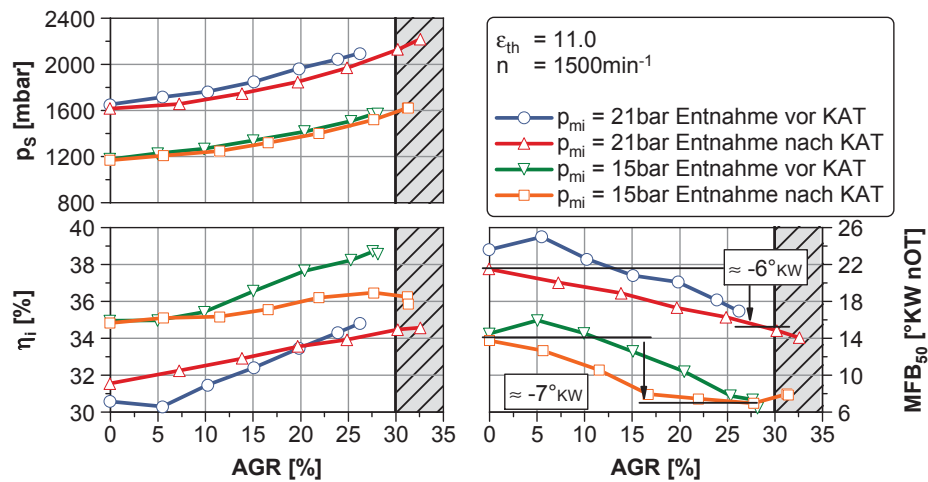


Abbildung D9: Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator

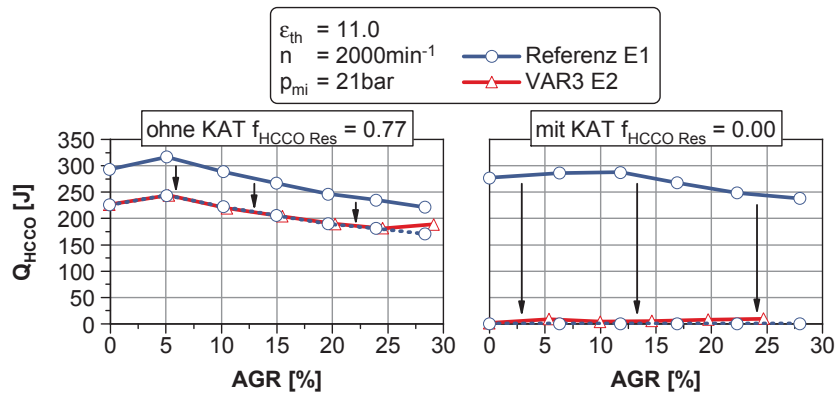


Abbildung D10: Energie der gemessenen HC- und CO-Emissionen im Krümmer und an der Abgasentnahmestelle mit und ohne Katalysator

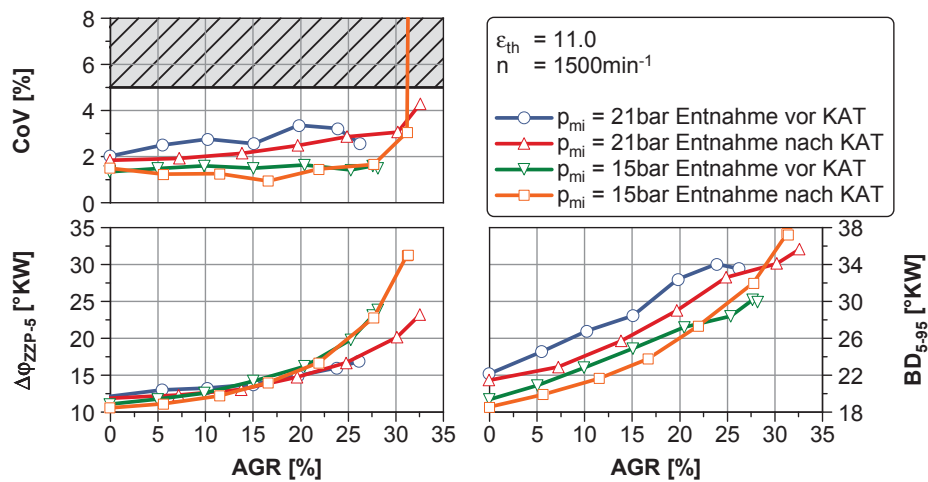


Abbildung D11: Einfluss der externen AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator

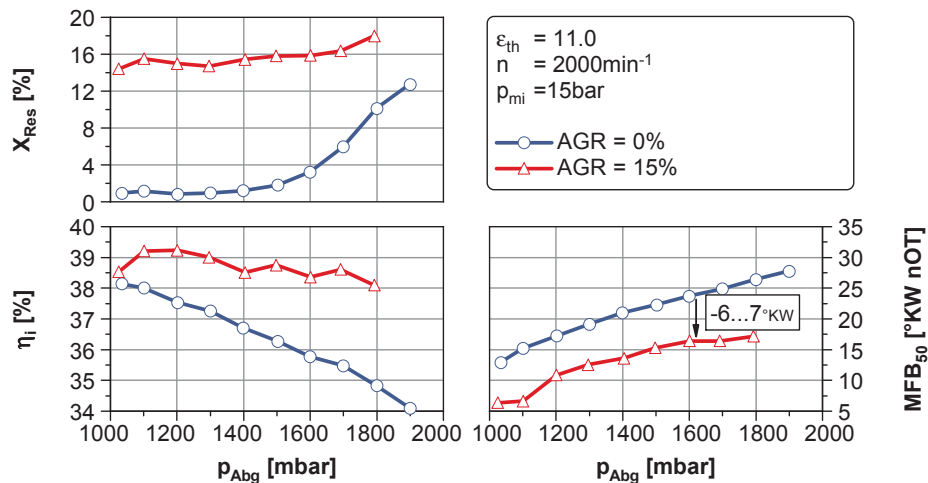


Abbildung D12: Einfluss des Gegendruckes auf Wirkungsgrad, Schwerpunkt und Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ mit und ohne Abgasrückführung

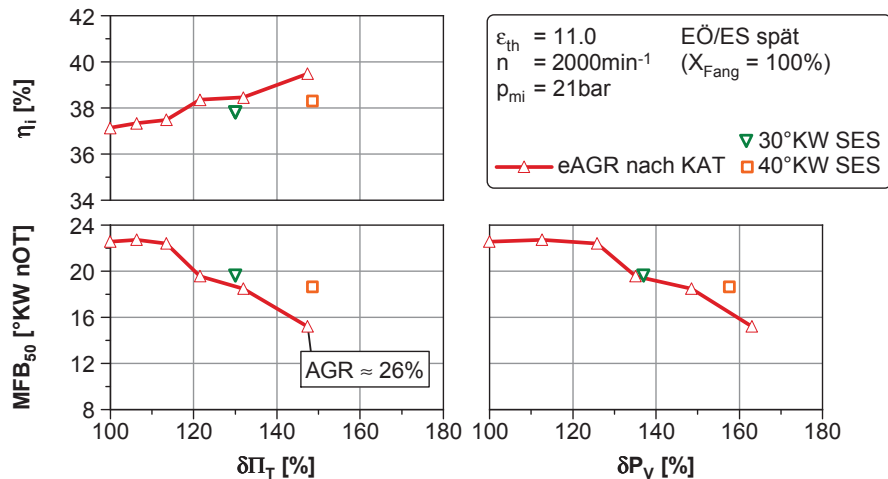


Abbildung D13: Vergleich des Einflusses von externer AGR und spätem Einlassschließen auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad über dem relativen notwendigen Turbinendruckverhältnis bzw. der relativen notwendigen Verdichterleistung ohne Spülung

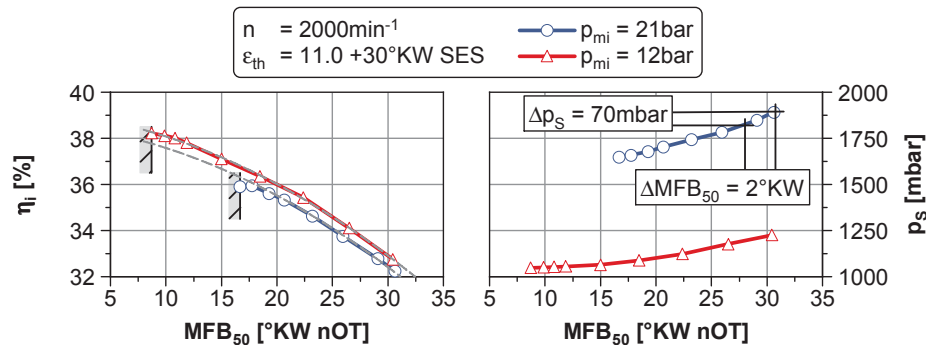


Abbildung D14: Einfluss der Schwerpunktlage auf Wirkungsgrad und notwendigen Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 12 \text{ bar}$ sowie 21 bar

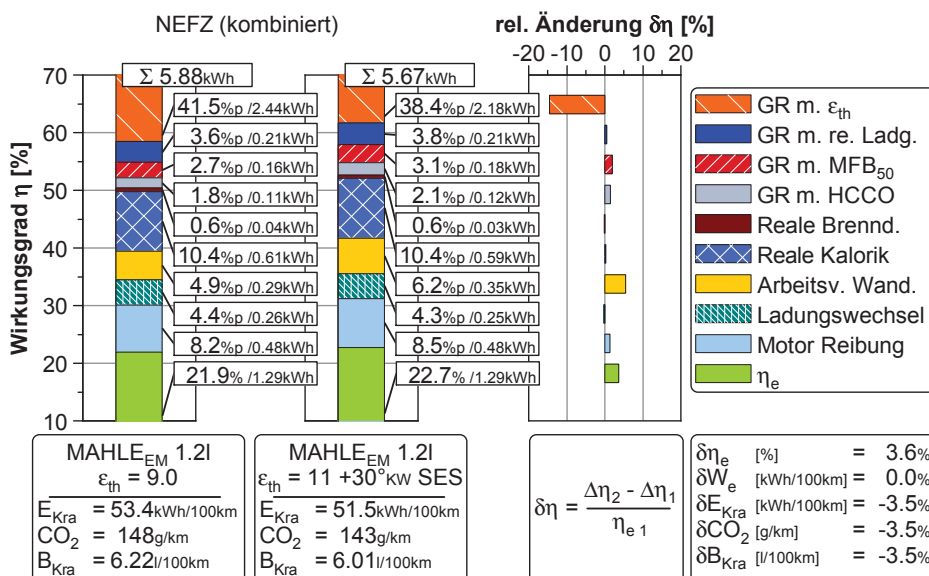


Abbildung D15: Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE_{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 11,0 und 30 °KW SES im NEFZ

Der Wirkungsgradvorteil fällt für die Einzylindermessungen etwas geringer aus, als für die Vollmotormessung in Abb. 6.55 auf Seite 136 beschrieben, da die Schwerpunktlage für die Basisvariante am Einzylinder stets wirkungsgradoptimal eingestellt wird. Der Verlust durch reale Schwerpunktlage steigt leicht aufgrund der höheren Verdichtung und der klopfbedingt früheren

Spätverstellung. Die größte Einschränkung des Wirkungsgradvorteils durch die Verdichtungsanhebung bedingen auch hier die höheren Arbeitsverluste durch Wandwärme.



**SHAKER
VERLAG**

ISSN 2199-708X

ISBN 978-3-8440-3155-3

